VISIT…

А. Н. СМОЛЕНСКИЙ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для машиностроительных техникумов

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1964

ПРЕДИСЛОВИЕ

Программой Коммунистической партии Советского Союза, принятой на XXII съезде КПСС, намечено значительное развитие электрификации нашей страны в ближайшие 20 лет. Современный этап развития паротурбостроения характеризуется увеличением агрегатных мощностей, повышением начальных параметров пара и т. д.

Основным тенденциям развития отечественного паротурбостроения посвящена I гл. книги.

В практическом освоении высоких начальных параметров пара одной из основных проблем является наличие относительно дешевых материалов для деталей, работающих при высоких температурах и давлении, что определяется уровнем развития металлургии в области жаропрочных сталей и их сплавов. Исходя из этого, во II гл. рассматривается влияние температуры на физико-химические свойства металлов.

В гл. III—X подробно рассматриваются отдельные узлы и детали паровых турбин, при этом в каждой главе излагаются условия работы и требования, предъявляемые к рассматриваемым деталям и узлам.

Приводится вывод основных уравнений конструктивного расчета деталей и узлов, даются примеры расчета и определяются характеристики применяемых материалов с выбором допускаемых напряжений. В книге дается критический анализ и некоторые рекомендации по совершенствованию конструкций основных деталей.

С изменением внешних условий, определяемых в основном уровнем развития техники, качественная оценка меняется, и поэтому никакой критерий качества не может рассматриваться как абсолютный. Следовательно, критерии качества конструкций элементов и турбины в целом не могут быть постоянными и имеют смысл только в связи с определенными условиями работы и предъявляемыми требованиями. Кроме того, качество конструкции отдельных деталей турбин оценивается с учетом взаимодействия их со смежными деталями и узлами, оказывающими влияние на их работу, а также с учетом работы турбины в целом.

Технология изготовления и сборки деталей, вопросы эксплуатации и исследования, проводимые в различных организациях, здесь изложены кратко лишь в объеме, поясняющем условия работы и позволяющем провести критический анализ рассматриваемых конструкций для определения путей внесения конструктивных изменений в отдельные элементы паровых турбин.

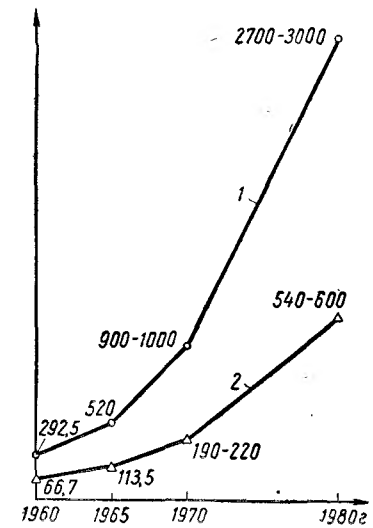
Методика расчетов деталей турбин, изложенная в книге, широко применяется на отечественных турбостроительных заводах. Приведенные примеры расчетов деталей и узлов помогут читателям приобрести практические навыки по расчету деталей турбин, подбору для них материалов и допускаемых напряжений, что также будет способствовать лучшему усвоению учебных сведений.

ГЛАВА I

НАПРАВЛЕНИЕ РАЗВИТИЯ СОВРЕМЕННОГО ТУРБОСТРОЕНИЯ В СССР

Электрификация является стержнем строительства экономики коммунистического общества, играет ведущую роль в развитии всех отраслей народного хозяйства по обеспечению современного технического прогресса. Поэтому в области производства электроэнергии необходимо обеспечить опережающие темпы. План электрификации страны предусматривает доведение выработки электроэнергии в последнем году семилетия, в 1965 г., до 500—520 млрд. *квт-ч* (фиг. 1).

Годовое производство электроэнергии к 1970 г. должно быть доведено до 900—1000 млрд. *квт-ч*, а к 1980 г. до 2700—3000 млрд. *квт-ч*. Установленная мощность на электростанциях СССР в 1980 г. должна составить 540—600 млн. *квт*, что более чем в 9 раз больше мощности электростанции в начале семилетия 1959—1965 гг.



Фиг. 1. Графики роста мощностей электростанций и годовой выработки электроэнергии в СССР в период 1960—1980 гг.

1 — годовая выработка электроэнергии в миллиардах *квт-ч*; *2* — мощность электростанций в *Гвт*.

Единая энергетическая система в СССР создаст достаточные резервы мощностей, позволяющие перебрасывать электроэнергию из восточных районов в европейскую часть страны, и свяжет с энергосистемами других социалистических стран.

Основными первичными двигателями, вырабатывающими электроэнергию, в настоящее время и на будущее являются паровые и газовые турбины на тепловых электростанциях и гидравлические турбины на гидроэлектростанциях.

Доля выработки электроэнергии на гидроэлектростанциях обычно составляет 15—20% от общей выработки.

По расчету института «Гидроэнергопроект» при охвате 1500 рек, возможных к использованию, гидроэнергоресурсы СССР составляют примерно 1500 млрд. *квт-ч*, которые не смогут удовлетворить потребности в электроэнергии уже после 1970 г. Отсюда следует, что существующее соотношение вырабатываемой гидроэлектростанциями электроэнергии ~20% и ~80% на тепловых электростанциях сохранится и в дальнейшем.

Отсутствие паровых котлов, водоподготовки, циркуляционных насосов и других устройств в составе газотурбинных установок по сравнению с паротурбинными обеспечили им (ГТУ) значительные снижения веса, габаритов и стоимости. Благодаря этому у нас и за рубежом получили применение ГТУ большой мощности.

В 1959 г. фирмой Сталь (Швеция) построена и находится в эксплуатации ГТУ мощностью 40 тыс. *квт*. В СССР в 1960 г. построены ГТУ мощностью 25 тыс. *квт* на ЛМЗ и 50 тыс. *квт* на ХТГЗ с начальной температурой рабочего тела 700—800° С.

Газотурбинные установки на развитие большой энергетики страны смогут оказать существенное влияние только при мощности в несколько сот тысяч киловатт в агрегате, которым присуща высокая экономичность при изготовлении и эксплуатации. Возможность создания таких газотурбинных установок определяется решением сложных научно-технических проблем, важнейшей из которых является проблема повышения экономичности путем применения высокой начальной температуры рабочего тела.

Наряду с распространением газотурбинного цикла Советскому Союзу принадлежит приоритет в разработке теории комбинированного парогазового цикла. Ведутся работы по практическому осуществлению установок, работающих по комбинированному парогазовому циклу. Комбинированные парогазовые установки по своим технико-экономическим показателям являются более экономичными, чем газовые или паротурбинные установки.

Следует подчеркнуть большие возможности и перспективы применения ГТУ в таких отраслях промышленности, как металлургическая, нефтеобрабатывающая, газовая (компрессорные станции магистральных газопроводов, нефтяные промыслы), а также на транспорте: в локомотивах, судах и автомашинах, где они по своим технико-экономическим показателям (стоимости, удельной площади, удельному весу, эксплуатационным расходам) стоят выше других типов тепловых двигателей.

В районах, где отсутствуют местные источники тепловой энергии, ведется строительство атомных электростанций, исключающих затраты на транспортировку топлива.

По мере удешевления производства атомной энергии развернется строительство атомных электростанций с паровыми турбинами. В ряде стран (Англии, Швейцарии и США) также ведутся

разработки по применению ГТУ на атомных электростанциях.

По плану развития энергетики в нашей стране основными задачами отечественного энергомашиностроения являются:

1. Быстрое наращивание мощностей электростанций с минимальными капиталовложениями.

2. Повышение экономичности паровой турбины и теплосиловой установки в целом.

Степень эффективности повышения экономичности турбоустановок может быть показана на примере.

В турбоустановке с параметрами свежего пара $p_{0абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 500°$ С удельный расход условного топлива 420 *г/квт-ч*. Для установленной мощности в 1 000 000 *квт* при 7000 *ч* эксплуатации в течение года повышение экономичности на 1% может обеспечить экономию 29 400 *т* угля в год, или в денежном выражении около 300 000 руб. (при средней стоимости тонны угля 10 руб.).

При современных темпах производства паровых турбин все затраты, связанные с улучшением конструкции и технологии изготовления турбин и направленные на повышение эксплуатационной экономичности, могут окупиться в короткие сроки.

Эти основные задачи решаются различными путями:

Первая задача:

а) увеличением агрегатной мощности;

б) переходом к установке турбоагрегатов блоками котел — турбина.

Вторая задача — повышение экономичности — осуществляется повышением экономичности проточной части турбины путем применения аэродинамически совершенных профилей лопаток и закрутки лопаток при $D_c/l \leqslant 10$—12 (среднего диаметра D_c к высоте лопатки l), уплотнения аксиальных и радиальных зазоров в проточной части и повышения экономичности теплосиловой установки.

Эксплуатационная экономичность установки достигается:

а) повышением начальных параметров пара;

б) применением промежуточного перегрева пара;

в) увеличением числа подогревов питательной воды, т. е. развитием системы регенерации.

§ 1. НАРАЩИВАНИЕ МОЩНОСТЕЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ С МИНИМАЛЬНЫМИ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЯМИ В СОКРАЩЕННЫЕ СРОКИ

Повышение агрегатной мощности. Быстрые темпы увеличения выработки электроэнергии могут быть достигнуты увеличением единичной мощности агрегатов — так называемой агрегатной мощности.

Размеры увеличения агрегатной мощности определяются мощностью энергосистем, для которых они предназначаются. Выбор оптимальной мощности агрегата должен осуществляться для каждой энергосистемы отдельно на основе технико-экономических расчетов. Можно считать, что мощность одной турбины не должна быть больше 4—6% мощности всей энергосистемы.

Мощность существующих энергосистем и дальнейшее их объединение и укрупнение дают возможность в настоящее время широко применять агрегаты в 100, 150, 200 и 300 тыс. *квт*, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Основные характеристики новых мощных паровых турбин

Тип турбины	Завод-изготовитель	Год выпуска головного образца	Мощность, тыс. *квт*	Начальные параметры пара		Температура промежуточного перегрева, °С	Температура подогрева питательной воды, °С	Число ступеней подогрева питательной воды	Температура охлаждающей воды, °С	Примечание
				Давление, *бар*	Температура, °С					
К-100-90 (ВКТ-100)	ХТГЗ	1957	100	88,3	535	—	215	7	10	
К-100-90 (ВК-100-6)	ЛМЗ	1957	100	88,3	535	—	215	8	10	
К-150-130 (ПВК-150)	ХТГЗ	1958	150	127,5	565	565	230	8	12	
К-200-130 (ПВК-200)	ЛМЗ	1958	200	127,5	565	565	230	7	10	
К-300-240	ХТГЗ	1960	300	235,4	580	565	265	8	12	
К-300-240	ЛМЗ	1960	300	235,4	580	565	265	8	12	

Примечания: 1. Все турбины предназначены для работы при 3000 *об/мин*.

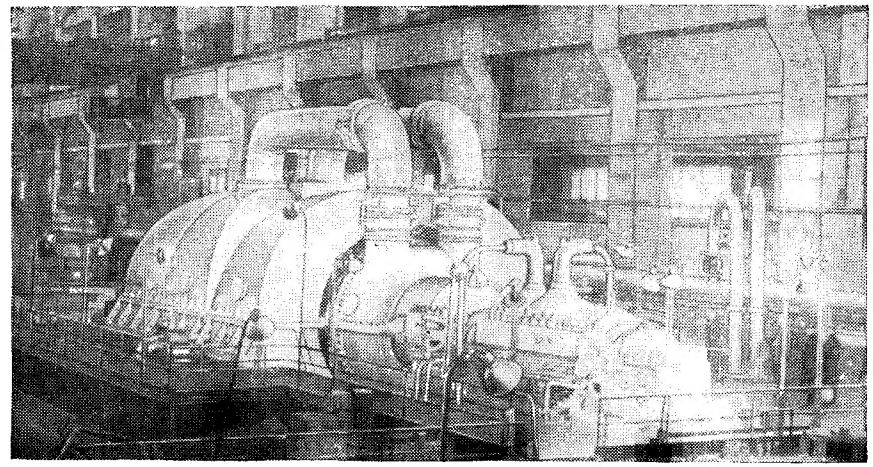
2. В 1961 г. ХТГЗ изготовлена для опытно-промышленной эксплуатации предвключенная турбина типа Р-100-300/31 (СКР-100) с $p_{0абс} = 294{,}2$ *бар* ($p_0 = 300$ *ата*), $t_0 = 650°$ С, $t_{п.п} = 565°$ С, $p_{кабс} = 30{,}4$ *бар* ($p_к = 31$ *ата*).

На фиг. 2 приведена турбина К-300-240 ХТГЗ, установленная на испытательном стенде завода.

К концу семилетки мощности объединенных энергетической системы европейской части страны и Сибирской энергосистемы

дадут возможность применять еще более мощные и экономичные турбоагрегаты мощностью 500, 800 и 1000 тыс. *квт*.

Для удешевления эксплуатации вновь строящихся электростанций поставлена задача строительства их вблизи от месторождения топлива и больших водоемов для обеспечения топливом и водоснабжения, чтобы исключить дополнительные затраты для их транспортировки.



Фиг. 2. Турбина К-300-240 ХТГЗ на испытательном стенде завода.

Увеличение агрегатной мощности тесно связано с повышением начальных параметров пара. Мощность турбоагрегата

$$N_э = GH_0\eta_{оэ} \text{ квт};$$

$$N_э = \frac{GH_0}{860}\cdot\eta_{оэ} \text{ квт},$$

которая пропорциональна расходу пара G *кг/сек* (*кг/ч*) и располагаемому теплоперепаду H_0 *кдж/кг* (*ккал/кг*).

С ростом начальных параметров пара запас тепловой энергии 1 *кг* пара H_0 увеличивается, при этом на выработку 1 *квт* электроэнергии расход пара G соответственно уменьшится.

Высокие плотности пара в первых ступенях приводят к уменьшению высоты лопаток, к увеличению потерь тепловой энергии в лопаточном аппарате и к увеличению относительных величин протечек пара через зазоры в проточной части.

С повышением мощности агрегата расход пара увеличивается, растут высоты лопаточного аппарата цилиндра высокого давления, и перечисленные потери энергии соответственно уменьшаются. Снижение расхода пара на выработку 1 *квт* электроэнергии в связи

с повышением начальных параметров пара приводит к уменьшению числа потоков в цилиндре низкого давления, т. е. к сокращению длины турбины, что создает возможность выполнить турбины с меньшими затратами на их изготовление, повысить надежность в эксплуатации и увеличить предельную мощность одновального агрегата.

Повышение начальной температуры пара ограничивается наличием освоенных в производстве и оправдавших себя в эксплуатации жаропрочных относительно дешевых сталей.

В настоящее время предельной температурой пара для применения перлитных сталей является $t_0 = 580°$ С.

При начальных параметрах пара $p_{0абс} = 235{,}4$ *бар* ($p_0 = 240$ *ата*), $t_0 = 580°$ С предельной мощностью одновального агрегата с промежуточным перегревом пара до $t_{п.п} = 565°$ С

Таблица 2

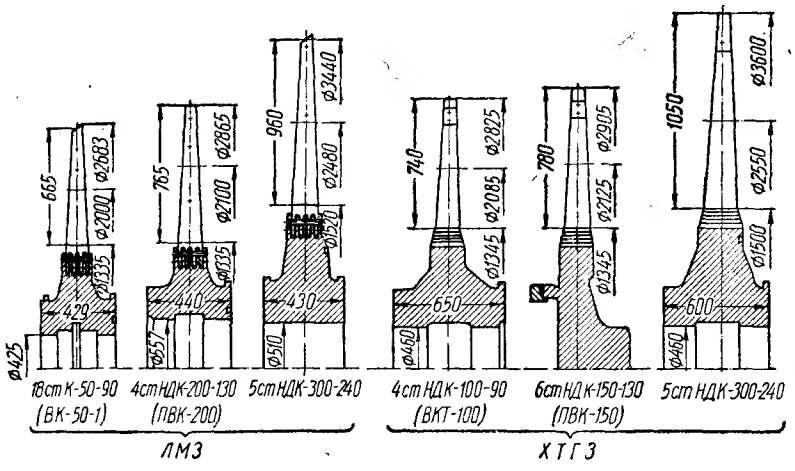
Основные сведения о рабочих лопатках последних ступеней современных турбин ХТГЗ и ЛМЗ

Завод-изготовитель	ХТГЗ			ЛМЗ		
Тип турбины	К-100-90 (ВКТ-100)	К-150-130 (ПВК-150)	К-300-240	К-100-90 (ВК-100-6)	К-200-130 (ПВК-200)	К-300-240
Длина рабочей части лопатки, l *мм*	740	780	1050	665	765	960
Средний диаметр ступени D_c, *м*	2,085	2,125	2,55	2	2,1	2,48
Отношение D_c/l	2,82	2,72	2,43	3	2,75	2,58
Торцовая площадь выхлопа F, *м*²	4,85	5,21	8,41	4,18	5,04	7,48
Максимальные суммарные напряжения σ_n *Мн/м*²	283,4	257,8	423,7	225,5	322	421,7
Напряжения в лопатке постоянного сечения, σ, *Мн/м*²	597,2	641,3	996	514,8	622	921,8
Материал лопатки	1Х13	1Х13	ЭИ802	2Х13	2Х13	15Х11МФ
Предел текучести материала σ_s, *Мн/м*²	441,3	441,3	686	490	490	686
Запас прочности $K = \frac{\sigma_s}{\sigma}$	1,56	1,71	1,62	2,17	1,52	1,63
Отношение $q = \frac{\sigma}{\sigma_n}$	2,1	2,48	2,45	2,28	1,93	2,18
Мощность одного выхлопа *, тыс. *квт*	77	83	134	67	80	119

* Мощность одного выхлопа подсчитана для начальных параметров: $p_{0абс} = 235{,}4$ *бар* ($p_0 = 240$ *ата*), $t_0 = 580°$ С, $t_{п.п} = 565°$ С; давление в конденсаторе $p_к = 0{,}035$ *бар* (*ата*) и потери с выходной скоростью 41,87 *кдж/кг* (10 *ккал/кг*).

является 500 000 *квт*, которая в основном определяется высотой рабочих лопаток последней ступени при умеренной потере с выходной скоростью, равной 41,87 *кдж/кг* (10 *ккал/кг*), и количеством потоков в цилиндре низкого давления. Увеличение числа потоков в цилиндрах низкого давления приводит к увеличению числа цилиндров турбины. Количество цилиндров ограничивается конструктивными и компоновочными соображениями.

Увеличение количества цилиндров снижает надежность работы турбины вследствие снижения точности сборки при увеличении количества опор и увеличении разности теплового расширения статора и ротора в частях турбины, далеко удаленных от упорного подшипника, и другим причинам. Поэтому максимальное число цилиндров в одновальных турбинах может быть четыре и в редких случаях пять.



Фиг. 3. Рабочие колеса последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин.

Четырехцилиндровая одновальная турбина может состоять из цилиндра высокого давления, цилиндра среднего давления и двух двухпоточных цилиндров низкого давления.

В табл. 2 и на фиг. 3 приведены основные сведения о лопатках последних ступеней турбин ХТГЗ и ЛМЗ.

До последнего времени эти лопатки не имели себе равных в зарубежном турбостроении, и поэтому лопатки последних ступеней турбин К-300-240 ХТГЗ высотой 1050 *мм* и К-300-240 ЛМЗ — 960 *мм*, по-видимому, еще долго будут оставаться рекордными.

Минимальные запасы прочности для этих лопаток лежат в пределах $K = 1{,}52 \div 1{,}6$. Такие величины запаса, как показала эксплуатация турбин К-100-90 (ВКТ-100), К-150-130 (ПВК-150) и К-200-130 (ПВК-200), вполне достаточны, однако дальнейшее увеличение

высот лопаток за счет снижения запаса их прочности, по всей вероятности, будет необоснованной, так как существующая оценка запасов прочности не учитывает динамического характера некоторых составляющих суммарного напряжения и положений по вибрационной надежности лопаток.

Критерием совершенства в области конструирования лопаток с точки зрения прочности является отношение $q = \frac{\sigma}{\sigma_n}$, показывающее, во сколько раз в лопатке переменного профиля меньше суммарные напряжения σ_n по сравнению с напряжениями σ в лопатке постоянного сечения той же длины.

При получении удовлетворительных аэродинамических качеств ступени величину q больше $\sim$2,5 поднять не удается. Этот путь увеличения высоты рабочих лопаток также не раскрывает конструктору дополнительных возможностей.

Увеличение высоты рабочих лопаток последних ступеней может быть достигнуто применением более легких лопаток с удельным весом 44,13 *кн/м*^{3} ($4{,}5 \cdot 10^{-3}$ *кг/см*^{3}) титановых сплавов, с высоким пределом текучести 686,5—980,7 *Мн/м*^{2} (70—100 *кг/мм*^{2}), при низких температурах.

Причиной, задерживающей применение титановых сплавов для изготовления высоконагруженных рабочих лопаток, является чувствительность этих сплавов к концентрации напряжений. К тому же сплавы титана имеют высокую стоимость (в несколько десятков раз дороже нержавеющей стали), и механическая обработка их затруднена.

В настоящее время по этим сплавам ведутся исследовательские работы, по которым опытные пакеты лопаток высотой 765 *мм* установлены в одну из машин К-200-130 (ПВК-200) ЛМЗ.

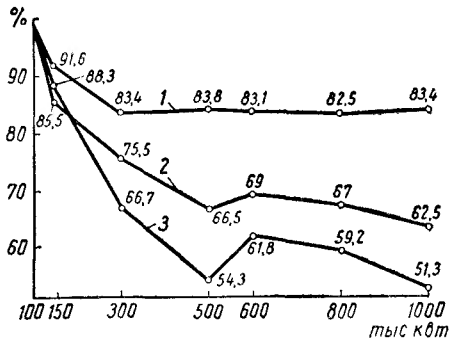
В случае применения титановых сплавов можно вместо лопатки высотой 1050 *мм* изготовить лопатку высотой 1380 *мм*, при этом предельная мощность одновальной турбины может быть увеличена с 500 тыс. *квт* до 900 тыс. *квт* с четырьмя выхлопами, а двухвальная — с 1000 тыс. *квт* до 1800 тыс. *квт*. Увеличение площади выхлопных частей до величин, не лимитирующих мощность агрегата, может быть достигнуто за счет применения тихоходных турбин с $n = 1500$ *об/мин*.

В этом случае при постоянных значениях D_c/l, q, K и одинаковом материале высота рабочей лопатки последней ступени может быть выполнена 2100 *мм* вместо 1050 *мм*, при этом площадь выхлопа возрастет до 33,6 *м*^{2} и мощность одного агрегата увеличится до 536 тыс. *квт*. Однако, изготовление тихоходных турбогенераторов сопряжено со значительными дополнительными затратами труда, материалов и других дополнительных расходов, что делает их применение нецелесообразным [62].

Как один из вариантов увеличения площади выхлопа может быть применение в качестве предпоследней — двухъярусной ступени типа МВТУ им. Баумана, увеличивающей площадь выхлопа в 1,5 раза (см. фиг. 9, *б*).

Однако двухъярусная ступень вызывает дополнительные потери, так как верхний ярус лопаток работает в области сверхкритических скоростей потока. Вероятно, по этой причине ЛМЗ отказался от применения ступени типа МВТУ им. Баумана в турбине К-300-240, хотя в турбинах типа СВК-150 и К-200-130 (ПВК-200) эта ступень применяется. Окончательное решение о применимости ступени типа МВТУ может быть вынесено после тщательных экспериментальных исследований.

Таким образом, первым этапом увеличения агрегатной мощности турбогенератора является доведение ее до предела, при котором возможно выполнение турбоагрегата одновальным (500 тыс. *квт*). Вторым этапом является дальнейшее повышение мощности турбоагрегатов в двухвальном исполнении, что приводит к утяжелению и удорожанию турбоагрегата и усложняет его компоновку. В силу указанных причин экономический эффект от увеличения агрегатной мощности турбоагрегата снижается.



Фиг. 4. Изменение удельных показателей новых турбоагрегатов ХТГЗ:

1 — удельный расход тепла топлива в *Мдж/Мдж*; *2* — удельная масса в *кг/квт*; *3* — удельная трудоемкость в *ч/квт*.

Переход на двухвальные агрегаты следует рассматривать как этап дальнейшего значительного увеличения мощности до 800, 1000 тыс. *квт*.

На фиг. 4 приведено изменение удельных показателей новых турбин ХТГЗ: К-100-90 (ВКТ-100), К-150-130 (ПВК-150), К-300-240, а для турбин К-500-240, К-600-240, К-800-240, К-1000-240 — по эскизным проектам. Удельные показатели турбины К-100-90 (ВКТ-100) приняты за 100%. По мере увеличения мощности до 500 тыс. *квт* величины удельных показателей снижаются. Так, например, при переходе от одновальной турбины в 500 тыс. *квт* к двухвальной в 600 тыс. *квт* удельная трудоемкость и удельный вес резко увеличиваются. При дальнейшем увеличении мощности эти показатели постепенно снижаются и в турбине К-1000-240 достигают уровня турбины К-500-240.

Следует отметить, что вопрос увеличения мощности и экономических показателей турбоагрегатов на американском континенте встретил более существенные трудности, чем в СССР и Европе. Это положение объясняется более высокой (60 *гц*) часто-

той электросети и тем самым более высоким числом оборотов ротора турбин (3600 *об/мин*).

Напряжения от центробежных сил изменяются пропорционально квадрату угловой скорости, поэтому при более высоком числе оборотов американских турбин высота лопаток, проходные площади выхлопов и предельная мощность одновальных и двухвальных турбин при одинаковых начальных параметрах значительно меньше, чем турбин с числом оборотов 3000 в минуту

Применение блочных установок котел — турбина. Основным методом укрупнения агрегатов явился широкий переход на сооружение станций блоками котел — турбина, которые имеют ряд технико-экономических преимуществ перед разделенными неблочными установками:

1) удешевление сооружения электростанции;

2) существенный эксплуатационный эффект, выражающийся в ускорении пуска из холодного состояния и после кратковременного бездействия при более равномерном прогреве деталей котла и турбины;

3) отказ от дублирования трубопроводов, резервирования котельной мощности и питательных насосов;

4) значительное упрощение в электрической части станции.

Весьма важным вопросом является установка в блоке одного или двух котлоагрегатов. Схема блока с одним котлоагрегатом дешевле при строительстве электростанции и проще в эксплуатации. Надежность котлоагрегата ниже надежности турбины, поэтому моноблоки котел — турбина, требующие большего резерва мощности, нежели блок двух котлов с турбиной, могут устанавливаться в крупных энергосистемах, имеющих в своем составе крупные гидростанции, а также на тепловых электростанциях, сжигающих природный газ, мазут и другие твердые топлива, не вызывающие заметного износа золой хвостовых поверхностей нагрева котлов.

§ 2. ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Повышение начальных параметров пара. Термический (абсолютный) к. п. д. идеального цикла теплосиловой установки

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{\kappa t}}{i_0 - i'_\kappa} = \frac{H_0}{i_0 - i'_\kappa},$$

где i_0 и $i_{\kappa t}$ — теплосодержание пара в начале и в конце изоэнтропического расширения в турбине;

$H_0 = i_0 - i_{\kappa t}$ — располагаемый тепловой перепад;

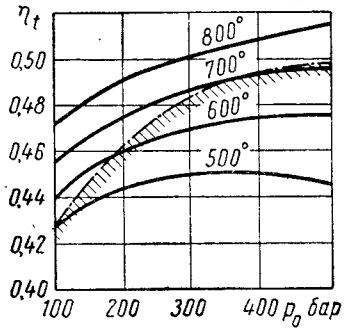
i'_κ — теплосодержание конденсата при выходе из конденсатора.

С повышением начального давления пара при постоянной начальной температуре (температуре перегрева)

увеличивается температура насыщения пара, т. е. повышается температурный уровень, при котором происходит передача тепла от продуктов сгорания к рабочему телу в котле.

Абсолютный к. п. д. цикла теплосиловой установки возрастает (фиг. 5) с ростом начального давления при постоянных начальной температуре и давлении в конденсаторе (постоянной энтальпии конденсата i'_κ), так как теплоперепад H_0 изменяется мало, а начальная энтальпия i_0 уменьшается.

Основное увеличение экономичности за счет повышения начального давления достигается в диапазоне приблизительно до 294,2 *бар* (300 *ата*), причем в интервале от 98,1 до 294,2 *бар* (100 до 300 *ата*) прирост к. п. д. идеального цикла для всех начальных температур указанного диапазона давлений составляет всего 5,5—7%.



Фиг. 5. Изменение к. п. д. идеального цикла при изменении начального давления пара для различных начальных температур (давление в конденсаторе 0,03 *бар*).

В конце расширения пара в турбине при постоянном давлении в конденсаторе увеличивается влажность пара, которая приводит к потерям энергии пара в последних ступенях конденсационных турбин и к эрозии входных кромок рабочих лопаток. Повышение влажности на 1% снижает ее к. п. д. на 1—1,5% и даже до 2% при больших значениях отношения u/c_1 — окружной скорости лопаток u к абсолютной скорости c_1 потока пара при выходе из сопла.

По этим причинам установлено, что расчетная влажность пара за последней ступенью турбины не должна превышать 13—14%. Действительная влажность пара в турбине будет меньше расчетной, так как на диафрагмах ступеней, работающих в области влажного пара, предусматриваются влагоулавливающие устройства. Для защиты входных кромок рабочих лопаток от эрозии на них напаивают стеллитовые пластинки, наплавляют электроискровым способом твердый сплав Т15К6 и т. п.

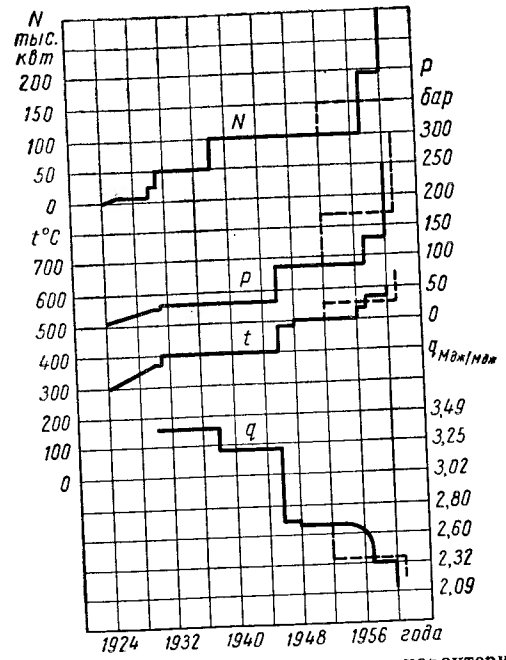
Повышение начальной температуры при постоянных начальном и конечном давлениях приводит к неуклонному возрастанию H_0, а значит, и к. п. д. η_t, и к уменьшению степени влажности в конце расширения.

При 98,1 *бар* (100 *ата*) выигрыш в к. п. д. с повышением начальной температуры на каждые 100° С составляет 3—3,5%, а при 490,3 *бар* (500 *ата*) этот выигрыш достигает 5—6% (фиг. 5).

Верхний предел повышения температуры пара определяется уровнем развития металлургии в области жаропрочных сталей.

В настоящее время таким пределом является температура 580° С, до которой могут применяться стали перлитного класса.

Таким образом, повышения абсолютного к. п. д. η_t теплосиловой установки добиваются одновременным повышением начальных давления и температуры с учетом допустимой влажности за последней ступенью.



Фиг. 6. Изменение оптимальных характеристик советских паровых турбин с 1924 по 1961 гг.:

N — максимальная мощность одновальных турбин; p — максимальное начальное давление пара; t — максимальная начальная температура пара; q — минимальный удельный расход тепла; ——— турбины перлитного класса; — — — — турбины аустенитного класса.

Кривая допустимой степени влажности 13—14% для турбины с внутренним относительным к. п. д. 83% приведена на фиг. 5. Ниже этой кривой выбор начальных параметров может быть сделан при применении промежуточного перегрева пара. Изменение оптимальных характеристик советских паровых турбин с 1924 по 1961 гг. представлено на фиг. 6.

Применение промежуточного перегрева пара. Максимальный термический к. п. д. цикла теплосиловой установки достигается при изотермическом подводе тепла от горячего источника и изотермическом отводе тепла к холодному источнику.

Отвод тепла при конденсации пара и подвод тепла при парообразовании происходят изотермически (изотермические и изобарические процессы в области влажного пара совпадают), а перегрев пара — изобарически. Приблизить перегрев пара к изотермическому процессу можно многократным промежуточным перегревом пара.

Промежуточный перегрев пара оказывается экономически оправданным лишь для установок с начальными параметрами $p_{0абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 > 90$ *ата*) и $t_0 > 500°$ С и мощностях турбины выше 50 000 *квт*, так как введение промежуточного перегрева связано с усложнением оборудования паровых коммуникаций и эксплуата ии.

Поэтому в современных турбоустановках до $p_{0абс} = 235{,}4$ *бар* ($p_0 = 240$ *ата*), $t_0 = 580°$ С вводят лишь один промежуточный перегрев пара, (см. табл. 1).

С повышением начальных параметров пара эффективность от введения промежуточного перегрева повышается (см. табл. 3).

Таблица 3

Повышение экономичности турбоустановки при применении промежуточного перегрева пара

Параметры пара	Увеличение к. п. д. по сравнению с установкой без промежуточного пара в %
127,5 *бар*, 565° С	~3
235,4 *бар*, 580° С	~4
294,2 *бар*, 650° С	~5,5

Эффективность введения промежуточного перегрева может быть наглядно показана на примере.

Промежуточный перегрев пара в установке с $p_{0абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 500°$ С до температуры $t_{п.п} = 500°$ С повышает экономичность на 3—4%. Такую же экономичность можно получить, если повысить начальную температуру пара с 500 до 600° С.

На экономичность установки при введении промежуточного перегрева существенно влияет давление при котором пар перегревается. Это давление обычно выбирается из соотношения адиабатического теплопадения до промежуточного перегрева H_0' к располагаемому теплоперепаду на турбину H_0.

Наибольший к. п. д. цикла с промежуточным перегревом достигается при $\alpha = \frac{H_0'}{H_0} \approx 0{,}35$.

Повышение температуры промежуточного перегрева пара в большей степени сказывается на экономичности цикла по сравнению с повышением температуры свежего пара на ту же величину. Однако повышение начальной температуры пара с точки зрения конструирования котла и вопросов регулирования решается проще, чем повышение температуры промежуточным перегревом, поэтому в настоящее время температура промежуточного перегрева пара в турбоустановках делается ниже температуры свежего пара (см. табл. 1).

Кроме повышения экономичности турбоустановки, промежуточный перегрев пара уменьшает влажность пара в последних ступенях, тем самым снижается эрозионный износ лопаток последних ступеней и повышается к. п. д. этих ступеней за счет уменьшения потерь от влажности пара.

При блочной компоновке установки котел — турбина падение давления в линии газового промежуточного перегрева составляет

~10% давления на выходе пара из турбины в линию промежуточного перегрева. При неблочной компоновке потери давления в линии перегрева увеличиваются в 1,5—2 раза, тем самым уменьшается эффективность от его введения.

Второй промежуточный перегрев пара повышает эффективность установки всего лишь на 1,5—2%, поэтому дополнительное усложнение установки при малой мощности и невысоких параметрах пара является нецелесообразным.

Второй промежуточный перегрев становится эффективным для турбин с параметрами пара $p_{0_{абс}} = 294{,}2$ *бар* ($p_0 = 300$ *ата*), $t_0 = 650°$ С.

Увеличение числа подогревов питательной воды

Теоретически максимальный к. п. д. теплосиловой установки достигается при бесконечном числе подогревателей, в которых в основном используется теплота конденсации пара при подогреве питательной воды до температуры насыщения при данном давлении.

В реальных турбоустановках температура подогрева питательной воды в регенеративной системе достигает 0,65—0,75 температуры кипения воды в котле при максимальной нагрузке для использования теплоты отходящих газов.

С ростом начального давления пара температура насыщения увеличивается, поэтому в современных установках число ступеней подогрева увеличивается до 7—8 (см. табл. 1) вместо 5 в установках с $p_{0\,абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 500°$ С. Развитый регенеративный подогрев питательной воды дает экономию до 12—15% по сравнению с турбоустановкой без него.

В циклах с промежуточным перегревом пара в регенеративных отборах после промежуточного перегрева теплосодержание пара увеличивается, а количество регенеративных отборов уменьшается. Это обстоятельство снижает эффективность регенеративного подогрева питательной воды по сравнению с циклом без промежуточного перегрева.

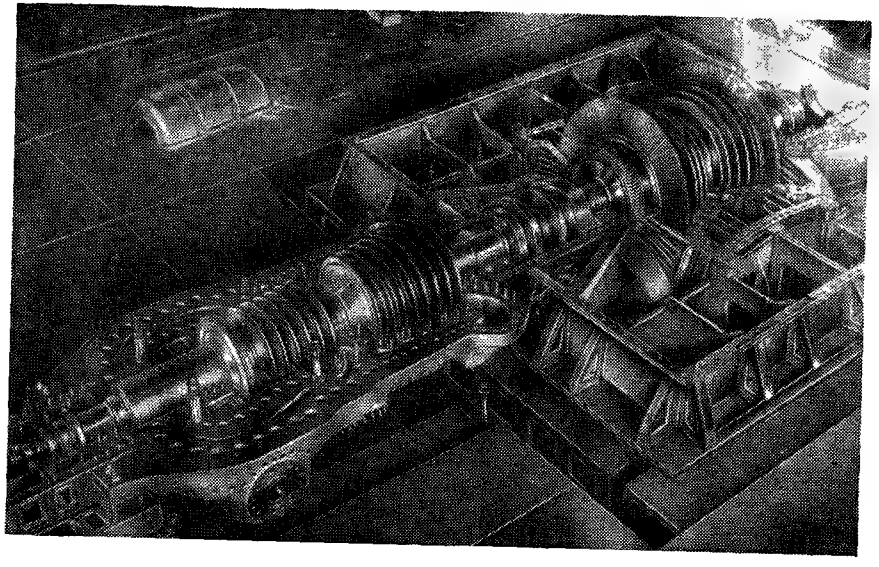
Повышение экономичности проточной части турбины

В целях повышения экономичности турбин в ряде институтов и лабораторий были проведены широкие аэродинамические испытания проточной части турбин, образованной из сопловых (направляющих) и рабочих лопаток. В результате этих исследований коренным образом изменились конструкции проточной части, показанные на фиг. 7—11.

Важнейшими мероприятиями в этом направлении являются:

1. Применение в качестве регулирующей ступени вместо двухвенечного колеса Кертиса одновенечной ступени.
2. Применение более совершенных в аэродинамическом отношении профилей направляющих и рабочих лопаток.

3. Применение уплотнений по бандажу и у корня рабочих лопаток для уменьшения протечек пара.
4. Выбор наивыгоднейших значений степени реактивности при проектировании ступеней.
5. Применение более совершенных аэродинамических методов проектирования длинных лопаток с переменным профилем по высоте.



Фиг. 7. Турбина К-150-130/ПВК-150/ХТГЗ на заводском стенде.

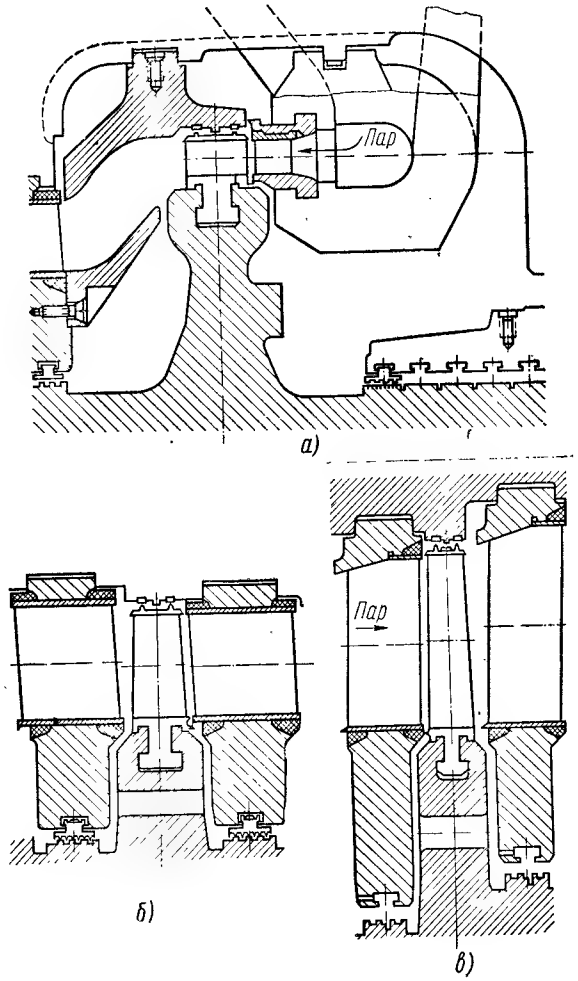
Заметный рост к. п. д. турбины дает применение в качестве регулирующей ступени вместо двухвенечного колеса Кертиса (см. фиг. 56, *а*) одновенечной регулирующей ступени, показанной на фиг. 7, 8, *а* и 10, *а*.

Испытаниями турбин, проведенными в начале 50-х годов, установлено, что фактический к. п. д. двухвенечных регулирующих колес весьма низок: порядка 55—60% вместо принимавшихся в расчетах 65—70%.

Ввиду того что колесо Кертиса срабатывает относительно большой теплоперепад, резкое снижение его к. п. д. значительно уменьшает общую экономичность турбины.

В новых мощных турбинах в связи с увеличением общего теплоперепада и применением промежуточного перегрева пара невысокий к. п. д. колеса Кертиса будет оказывать меньшее влияние на общую экономичность турбоагрегата, однако применение одновенечных регулирующих ступеней может дать выигрыш в экономичности установки около 0,5%.

Следует отметить, что результаты новейших работ МЭИ и других организаций по созданию двухвенечных колес скоростей позволяют уменьшить и эту разницу в экономичности.

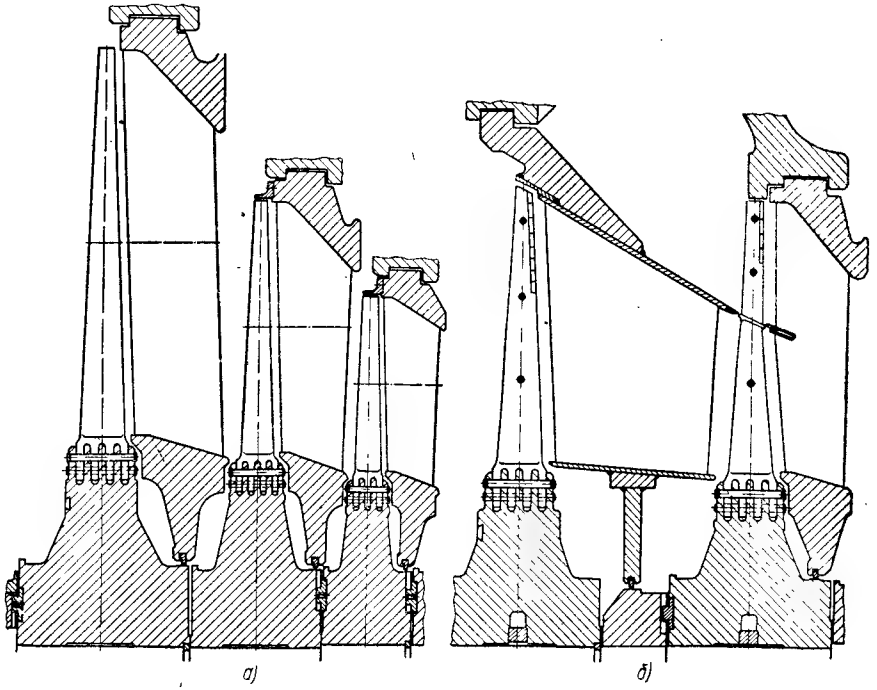


Фиг. 8. Ступени ц. в. д. и ц. с. д. современных турбин ЛМЗ повышенных начальных параметров пара:

а — регулирующая ступень ц. в. д.; *б* — ступень давления ц. в. д.; *в* — ступень давления ц. с. д.

Применявшиеся до 1953—1955 гг. профили рабочих лопаток имели выпуклую сторону, состоящую из дуги и двух прямых участков. Исследование профилей лопаток показало их неудовлетворительные аэродинамические качества вследствие резкого изменения их обвода в местах сопряжения дуги с отрезками прямых (точки *B* и *C* на фиг. 12, *а*). Это приводит к утолщению пограничного слоя на выходной части спинки профиля, где имеет место резкое увеличение давления (участок *CD*), и к возрастанию потерь энергии.

В настоящее время созданы эффективные методы расчета потенциального обтекания решеток, позволяющие определять распределение давлений по поверхности относительно длинных

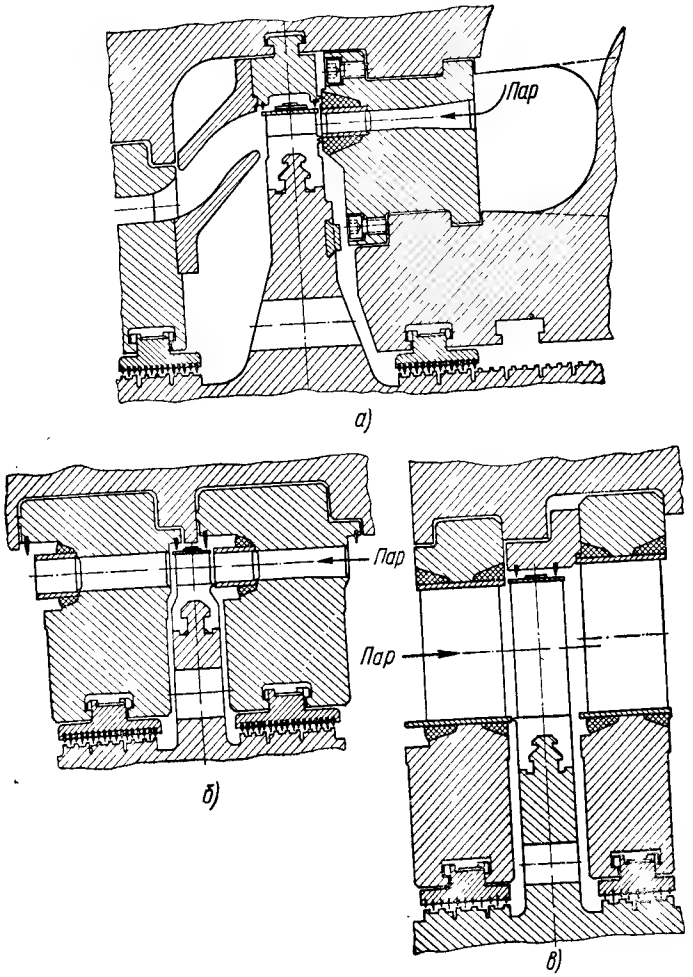


Фиг. 9. Ступени ц. н. д. современных турбин ЛМЗ повышенных начальных параметров пара:

а — ступени давления ц. н. д.; *б* — двухъярусная ступень МВТУ им. Баумана.

лопаток, а также находить форму профиля по заданному распределению давлений. При разработке новых профилей наиболее существенным является построение выпуклой стороны профиля с плавным изменением кривизны при помощи трех дужек и небольшого прямого участка *aa* у выходной кромки (фиг. 12, *б*). В этом случае вогнутая сторона профиля состоит из одной дужки.

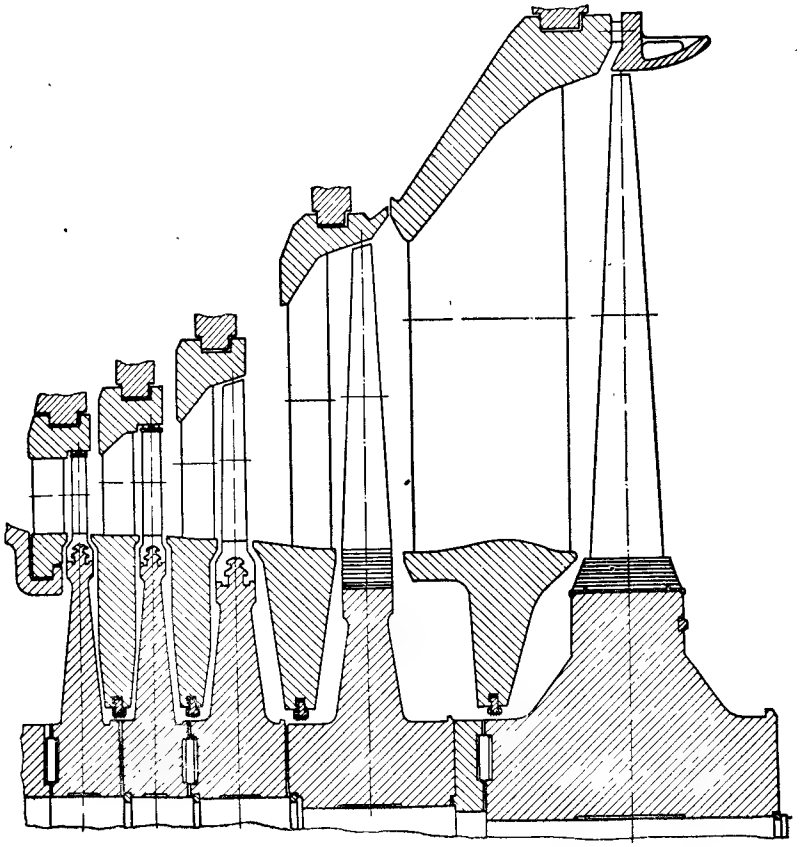
По данным исследований на неподвижных лопаточных решетках коэффициент профильных потерь для новых профилей уменьшается в 2,5 раза, а испытание в экспериментальной турбине показало, что повышение к. п. д. ступени при замене направляющих и рабочих лопаток лопатками нового типа составляет 2% и более.



Фиг. 10. Ступени ц. в. д. и ц. с. д. современных турбин ХТГЗ повышенных начальных параметров пара:

а — регулирующая ступень ц. в. д.; *б* — ступень давления ц. в. д.; *в* — ступень давления ц. с. д.

Выходные кромки новых профилей не отличаются от кромок старых. Входные кромки делаются более утолщенными, что делает новые лопатки менее чувствительными к изменению углов входа при переменных режимах работы турбины.



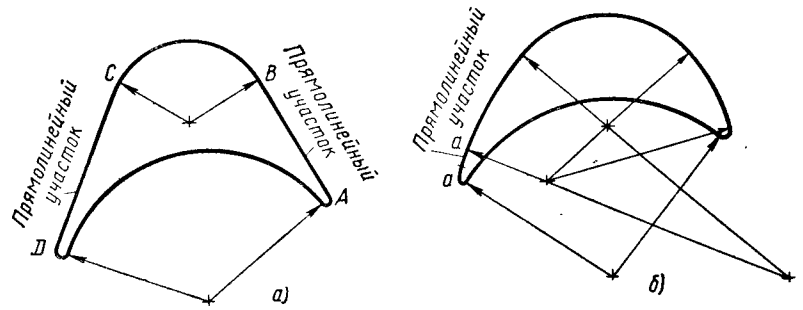
Фиг. 11. Ступени ц. н. д. современных турбин ХТГЗ повышенных начальных параметров пара.

Кроме того, это обстоятельство создает более плавный поток на входе в рабочую решетку, что заметно уменьшает возмущающие силы, вызывающие колебания лопаток.

Потери энергии в новых профилях рабочих лопаток при повороте их на ±2—3° почти не изменяются, это значительно расширяет диапазон применения разного типа профилей. Например, группа из пяти профилей ЦКТИ рабочих лопаток Т-1, Т-2, Т-3, Т-4, Т-5 может быть использована в ступенях давления для диапазонов углов входа от 20 до 60° и углов выхода от 14 до 38°. Та-

ким образом, внедрение новых турбинных профилей позволяет значительно (примерно в 3 раза) уменьшить число профилей.

При построении профилей направляющих лопаток сохранен тот же принцип, что и для рабочих, т. е. выпуклая сторона про-

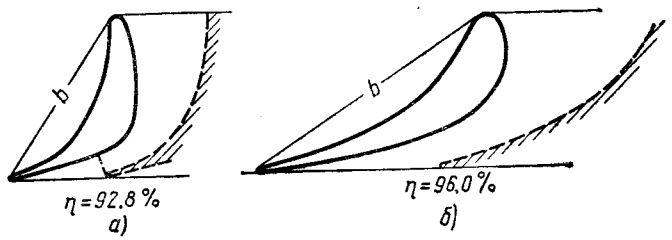


Фиг. 12. Профили рабочих лопаток:

а — старое исполнение; *б* — новое исполнение.

филя построена несколькими дугами окружности, входная кромка утолщенная. К. п. д. нового профиля, показанного на фиг. 13, больше, чем старого, на 3,2%.

Конфигурация этих профилей соответствует более высоким аэродинамическим качествам. В зависимости от угла натекания



Фиг. 13. Решетки профилей направляющих лопаток:

а — старая конструкция; *б* — новая, аэродинамически отработанная конструкция; l — рабочая длина лопатки; b — хорда профиля; $\frac{b}{l} = 1$.

паровой струи в них наблюдается малое и плавное изменение к. п. д., что очень важно при работе турбины на переменных режимах.

Шаг лопаток выбирается оптимальным на основе аэродинамических исследований — все это уменьшает профильные потери.

На к. п. д. ступени оказывают влияние также кромочные потери, которые заключаются в образовании вихревых следов за выходными кромками лопаток. Величина кромочных потерь зависит от толщины выходных кромок, их формы, а также от толщины пограничного слоя и характера потока в нем.

Направляющие лопатки имеют конечную длину и с торцов ограничены стенками. Под действием разности давлений от вогнутой поверхности лопатки (сторона большего давления) к выпуклой поверхности соседней лопатки (сторона более низкого давления) возникает перетекание заторможенного пара в пограничном слое на торцовых поверхностях у корня и у периферии лопатки.

До настоящего времени еще не существует достаточно надежного метода расчета концевых потерь, учитывающего влияние различных факторов: формы профиля, геометрических параметров решетки, направление потока на входе и пр. Достаточно точно эти потери определяются экспериментальным путем.

Для коротких лопаток вихревое движение пара, имеющее место у корня к периферии лопаток, захватывает весь поток в канале. Другими словами, чем короче лопатки, т. е. чем меньше отношение длины лопатки к хорде профиля $\frac{l}{b}$, тем большее влияние на к. п. д. ступени оказывают концевые потери.

При $\frac{l}{b} \leqslant 2$ концевые потери становятся весьма заметными, а при более коротких лопатках $\frac{l}{b} < 1$ они становятся одной из главных составляющих общие потери.

Величина длины сопла l определяется расходом, параметрами пара, степенью парциальности, тепловым перепадом в соплах, средним диаметром (D_c) и углом (α_1) под которым поток пара выходит из сопла. Для уменьшения концевых потерь в первых ступенях современных турбин при $l < 100—110$ *мм* уменьшается ширина хорды профиля направляющих лопаток.

На фиг. 10, *б* представлены диафрагмы с узким профилем направляющих лопаток. Количество направляющих лопаток в диафрагмах с узким профилем больше, а значит, больше и величина кромочных потерь по сравнению с диафрагмами с широким профилем, так как толщина выходной кромки в обоих случаях делается минимальной.

Для сопел с длиной лопатки 100—110 *мм* и более концевые потери не оказывают существенного влияния, поэтому для уменьшения кромочных потерь применяют широкий профиль направляющих лопаток.

При проектировании турбин степень реакции в среднем сечении первых ступеней принималась равной 4—5%. При переходе от первых ступеней к последним степень реакции повышалась (до 50—55% на последних ступенях по среднему диаметру).

Как показали исследования, вследствие закрутки потока, выходящего из сопловой решетки, давление в зазоре между направляющими и рабочими лопатками увеличивается от корня к периферии, поэтому степень реакции на рабочих лопатках от корня к периферии также увеличивается.

На первых ступенях турбины у корня лопаток возникала отрицательная степень реакции, вызывающая подсос пара через зазор и ухудшение к. п. д. ступени.

Вблизи корневого сечения лопаток происходит сильный размыв струи, вытекающей из направляющего аппарата. Это вызывает потерю энергии при смешении основного потока с подсасываемым и ухудшение обтекания лопаток из-за больших углов атаки в корневом сечении.

При подсасывании пара в количестве 2% от основного расхода к. п. д. ступени снижается приблизительно на 3%, а отсос рабочей среды через корневую щель в пределах до 1,5—2% от основного на экономичность ступени влияния не оказывает.

В первых ступенях современных турбин минимальная степень реакции в корневом сечении принимается 3—5%, при этом величина ее в среднем сечении составляет 10—15%. Реакция у вершины лопаток по сравнению со средним сечением увеличивается и разность давлений по обе стороны у бандажа рабочих лопаток возрастает, что может привести к большим перетечкам пара поверх бандажей.

Для уменьшения перетечек пара поверх бандажей и отсоса пара у корня лопаток в современных турбинах применяют бандажные уплотнения и уплотнения у корня лопаток. Последние обычно выполняются с 1—2 уплотнительными гребнями (см. фиг. 8—11). В бандажных уплотнениях стремятся выполнить по возможности более сложный лабиринт для уменьшения прохода пара.

Малые размеры лопаток по ширине ограничивают возможности конструктора, поэтому для снижения перетечек делают как осевой уплотнительный гребень у бандажа, так и 2—3 радиальных гребня над ним.

При создании эффективного уплотнения над бандажом увеличение осевого зазора между бандажом и диафрагмой при неизменной величине перекрыши мало влияет на изменение к. п. д.

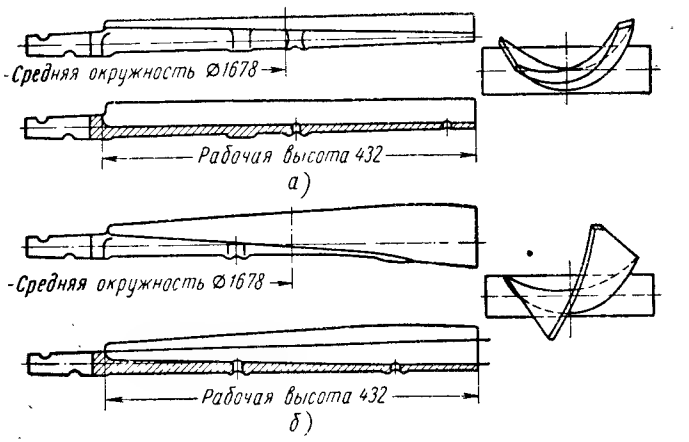
При наличии уплотнений к. п. д. ступени увеличивается на 2—3%. Эффективное уплотнение ступени может дать иногда значительно большее повышение к. п. д. ступени, чем дальнейшее усовершенствование профилей лопаток или улучшение метода их закрутки.

Одним из существенных моментов в отношении повышения к. п. д. проточной части паровых турбин является выбор предельного значения $\frac{D_c}{l}$ — среднего диаметра D_c к высоте лопатки l, при котором с точки зрения повышения экономичности следует применять лопатки с переменным профилем по высоте.

До недавнего времени таким предельным отношением считалось значение $\frac{D_c}{l} \leqslant 5 \div 7$. При проектировании закрученных лопаток, когда $\frac{D_c}{l} \leqslant 5 \div 7$, учитывалось только изменение окружной скорости с изменением диаметра по высоте лопатки, показанное на фиг. 14, *а*.

На основании многочисленных аэродинамических исследований установлено, что таким предельным отношением является $\frac{D_c}{l} \leqslant 10 \div 12$. При проектировании лопаток современных турбин учитывается изменение окружной скорости, степени реакции и других параметров потока по высоте рабочей лопатки, что существенно повышает к. п. д. ступеней (фиг. 14, *б*).

В настоящее время разработано несколько таких «аэродинамических» методов проектирования длинных лопаток турбинных ступеней.



Фиг. 14. Рабочие лопатки:

а — закрученная в соответствии с окружной скоростью; *б* — закрученная по аэродинамическому закону.

Проектирование рабочих лопаток с переменным профилем по высоте приводит к уменьшению напряжений по сравнению с цилиндрическими лопатками и создает возможность изготовить лопатки большей высоты, что, в свою очередь, увеличивает предельную мощность турбин.

Повышение начальных параметров пара, являясь положительным фактором, увеличивающим к. п. д. паротурбинных установок, одновременно предъявляет к конструктору более жесткие требования в отношении надежности турбины.

Для обеспечения надежности работы мощных турбин с повышенными начальными параметрами пара необходимо:

1) правильно выбрать конструкцию деталей и узлов турбины;

2) правильно выбрать материалы для изготовления основных деталей ротора и статора;

3) установить соответствующие радиальные и осевые зазоры между вращающимися и неподвижными деталями турбин, исключающими задевание их в процессе работы;

4) правильно выбрать посадки сопрягаемых деталей;

5) задать правильные пусковые и рабочие режимы турбины и др.

Для решения указанных задач как для действующих, так и вновь проектируемых турбин необходимо знать распределение температур в деталях ротора и статора турбины при установившемся и неустановившемся тепловом состояниях. Сложность конфигурации роторов и цилиндров современных паровых турбин, а также применение насадных деталей на роторе не позволяют определить расчетным путем температурные поля ротора и цилиндра при разных режимах работы.

ГЛАВА II

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЧНОСТИ ПРИ ОДНОКРАТНЫХ НАГРУЗКАХ

Ж а р о п р о ч н о с т ь — свойство металлов при высоких температурах сопротивляться деформации и разрушению под действием нагрузок.

Результаты испытаний на кратковременный разрыв при высоких температурах могут служить для ориентировочной оценки применяемых материалов, так как с увеличением времени выдержки при нагрузке под действием высоких температур характеристика прочности (предел прочности σ_B и предел текучести σ_s или $\sigma_{0,2}$) снижается.

При кратковременных испытаниях на разрыв в условиях высоких температур фактор времени на прочность влияния не оказывает.

Основными характеристиками жаропрочности являются предел ползучести и предел длительной прочности. Жаропрочность зависит от химического состава и технологии изготовления сплава.

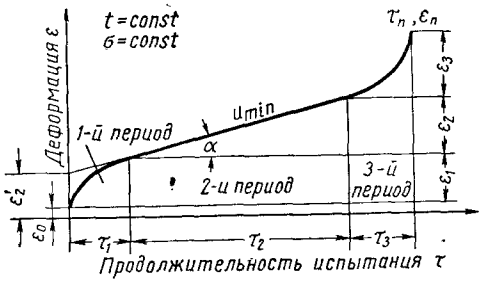
П о л з у ч е с т ь — свойство металлов медленно и непрерывно пластически деформироваться «ползти» при статическом нагружении в условиях длительной работы при высоких температурах даже в тех случаях, когда действующие напряжения имеют значения значительно ниже предела текучести металла при данных температурах.

Сложные и разнообразные явления происходят в металле, длительно работающем в условиях постоянной нагрузки и высоких температур. Действующие на металл напряжения вызывают деформацию и связанное с ней упрочнение — повышение прочности и твердости и снижение пластичности. Одновременно происходят структурные изменения — сдвиги в кристаллах, двойникование, вытягивание зерна металла в направлении действующих сил.

Действие высоких температур вызывает разупрочнение — снижение прочности и твердости при повышении пластичности. Вы-

сокая температура влияет также на перестройку структуры (рекристаллизацию), искаженной при холодной деформации. При этом вытянутые зерна вновь восстанавливают первоначальную равноосную форму. Таким образом, упрочнение и изменение структуры, происшедшие в результате холодной деформации при повышении температуры, оказываются неустойчивыми.

Одновременно происходящие в металле противоположные процессы упрочнения при деформации его под действием напряжения и разупрочнения под действием высоких температур и определяют в основном развитие явления ползучести металла. Чем ниже температура рекристаллизации, тем при более низких температурах начинается ползучесть. В цветных металлах и сплавах ползучесть происходит даже при комнатной температуре, в углеродистых сталях она наблюдается при температурах 350—400° С, а в легированных — при более высоких температурах в зависимости от химического состава и технологии изготовления стали или сплава.



Фиг. 15. Первичная кривая ползучести в координатах «удлинение ε — время τ»:

ε_0 — деформация, полученная при приложении нагрузки (начальная или внезапная деформация); ε_1 — деформация, полученная в 1-м периоде (периоде неустановившейся ползучести); ε_2 — деформация, полученная во 2-м периоде (периоде установившейся ползучести); ε_3 — деформация, полученная в 3-м периоде (нарастающей ползучести). Установившаяся скорость ползучести

$$v_n = \frac{\varepsilon_2}{\tau_2} = \operatorname{tg} \alpha.$$

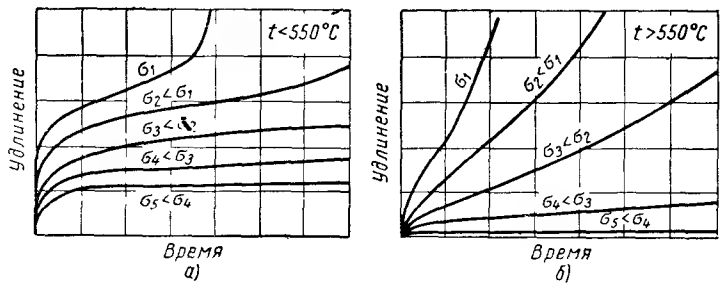
На фиг. 15 представлена типичная кривая ползучести металла, доведенного до разрушения при постоянной температуре t и постоянном напряжении σ. Она включает три периода: 1-й период неустановившейся ползучести, при котором деформация протекает с большой, но убывающей скоростью. Этому предшествует мгновенная деформация ε_0, полученная в момент приложения нагрузки (начальная или внезапная деформация); 2-й период установившейся ползучести, характеризующийся потоянной и минимальной для данных напряжений и температуры скоростью ползучести; 3-й период нарастающей скорости ползучести. Он характеризуется образованием шейки и заканчивается разрушением образца вследствие ползучести. Заключительный 3-й период ползучести отражает преобладание разрушающих металл факторов.

Допускаемые напряжения металла детали, работающей в условиях ползучести, должны находиться в пределах 2-го периода кривой — периода установившейся ползучести.

Основными факторами, обусловливающими ползучесть различных металлов, являются величины действующего напряжения, температуры и времени.

Сопротивление ползучести различных металлов также зависит от их химического состава, от технологического процесса выплавки, ковки, термической обработки, от величины зерна и характера и величины структурных составляющих, от степени загрязненности стали и др.

С повышением напряжения при постоянной температуре (фиг. 16, *а* или *б*) степень первоначального растяжения и последующее нарастание пластических деформаций увеличиваются. Следовательно, с ростом напряжения укорачивается 2-й период установившейся ползучести и приближается действие 3-го периода нарастающей ползучести, предшествующего разрушению.



Фиг. 16. Кривые ползучести одного и того же металла при различных напряжениях:

а — при температуре ниже 550° С; *б* — при температуре выше 550° С.

Повышение температуры (из сравнения кривых фиг. 16, *а* и *б*) при одинаковой величине растягивающих напряжений действует в том же направлении.

Кроме температуры и напряжения, существенную роль в развитии процесса ползучести рассматриваемого металла играют изменение структуры, старение и ряд других факторов.

Как следует из кривых фиг. 16, можно подобрать такую величину напряжений, при которой для данной температуры 3-го периода ползучести за время службы детали не будет. Однако соблюдение только этого условия, устраняющего возможность разрушения металла за время его службы, в ряде случаев еще не обеспечивает надежной работы турбины, так как деформация ползучести металла (кривая 2-го периода) непрерывно возрастает.

Деформация ползучести (величина пластической деформации в %, полученная деталью при ползучести за данный промежуток времени) может привести к недопустимому изменению величины зазоров. Поэтому в скорость ползучести вводятся ограничения. Скорость ползучести — величина пластической деформации (линейной), вызываемая ползучестью, отнесенная к единице длины в единицу времени. Скорость ползучести определяется обычно

во 2-й установившейся стадии ползучести (фиг. 15) и вычисляется по уравнению

$$v_n = \frac{\varepsilon_2}{\tau_2} = \operatorname{tg}\alpha \text{ в } мм/мм \cdot ч \text{ или } \%/ч.$$

Допустимая скорость ползучести выбирается таким образом, чтобы суммарная деформация ползучести детали за весь этот период не превысила определенной величины, обусловленной конструктивными соображениями.

Если деталь предназначена для службы в течение 100 000 *ч*, а допустимая общая деформация ее не должна превышать 1% длины, то приемлемая скорость ползучести для этой детали определяется

$$v_n = \frac{\varepsilon_2}{\tau_2} = \frac{1}{100\,000 \cdot 100} = 1 \cdot 10^{-7} \; мм/мм \cdot ч \text{ или } 1 \cdot 10^{-5} \; \%/ч.$$

Исследование металла, доведенного до разрушения при температуре 20° С свидетельствует о том, что зерна этого металла значительно деформированы в направлении действующего усилия, и поэтому его разрушение происходит по зернам.

Такому растяжению предшествует значительная пластическая деформация, в результате чего образец разрывается с высокими значениями относительного удлинения и сжатия.

Иное наблюдается при разрушении образца после длительного воздействия высоких температур. В этих условиях деформация зерен значительно уменьшается и происходит относительный сдвиг зерен, при котором между зернами образуются микротрещины и сплошность металла нарушается. В этом случае предшествующая разрушению пластическая деформация оказывается весьма незначительной.

При нормальной температуре (20° С) прочность зерен металла меньше, чем прочность сцепления зерен между собой. Происходящее разрушение металла по зернам является внутрикристаллическим. С повышением температуры прочность зерен уменьшается, но одновременно с этим возрастает скорость уменьшения прочности по границам зерен — прочность сцепления соседних зерен между собой.

Температура, при которой прочность зерен равна прочности сцепления по границам зерен, называется температурой, равной прочности. Характер разрушений (внутризеренный, межзеренный, смешанный) при высоких температурах зависит не только от температуры, но и от ряда других факторов: от напряжения, времени, в течение которого напряжения действуют на металл, и скорости ползучести. В настоящее время температура равной прочности не рассматривается как некоторая определенная величина, постоянная для данного металла. После длительной работы в условиях ползучести разрушение металла происходит обычно по границам зерен.

Деформация при разрушении углеродистых сталей после длительной нагрузки при высокой температуре достигает 4—6%; малоуглеродистых молибденовых и хромомолибденовых — 2—4%. Исходя из этого, скорость ползучести должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы деформация за весь период эксплуатации была меньше деформации, наблюдаемой при разрушении металла в условиях ползучести.

Критерием оценки сопротивления металла ползучести служит условный (технический) предел ползучести σ_n, т. е. такое напряжение, при котором скорость ползучести на установившемся участке кривой ползучести (2-й период фиг. 15) или суммарная деформация ползучести за определенный промежуток времени достигала некоторой условной (допустимой) величины.

Предел ползучести как напряжение, вызывающее обусловленную скорость ползучести по ГОСТ 3248-60, обозначается буквой σ с двумя числовыми индексами. Нижний индекс означает заданную скорость ползучести в %/*ч*, верхний — температуру испытания в °С.

Например, $\sigma^{500}_{1 \cdot 10^{-5}}$ означает предел ползучести со скоростью ползучести $1 \cdot 10^{-5}$ %/*ч* при температуре 500° С. Длительность испытания металла на ползучесть обычно составляет 1000—2500 *ч*. Из них 100—300 *ч*, а чаще и до 1000—1500 *ч* затрачивается на достижение периода установившейся ползучести. Определение предела ползучести за реальный срок службы металла, исчисляемый в турбостроении 100 000 *ч* и более, требует экстраполяции от скоростей ползучести, определенных продолжительностью испытаний в 1000—2500 *ч* к скорости ползучести порядка 10^{-6}—10^{-8} *мм/мм·ч* или 10^{-4}—10^{-6} %/*ч*. Следует отметить, что до настоящего времени пользуются приближенными математическими зависимостями между скоростью ползучести и напряжением и пока еще нет общепризнанной зависимости между этими величинами, достаточно точно отвечающей экспериментальным данным во всем интервале скоростей ползучести.

Предел ползучести как напряжение, вызывающее заданную деформацию, согласно ГОСТ 3248-60 обозначается буквой σ с тремя числовыми индексами: двумя нижними и одним верхним. Первый нижний индекс означает заданное удлинение (суммарное или остаточное) в %, второй индекс — заданную продолжительность времени испытания в часах, верхний индекс — температуру в °С.

Например, $\sigma^{500}_{0,1/1000}$ — предел ползучести при допуске на деформацию 0,1% за 1000 *ч* испытания при 500° С. В турбостроении предел ползучести определяется по деформации, полученной за время установившейся ползучести с постоянной скоростью.

Предельные напряжения, вызывающие заданную деформацию, определяются путем экстраполяции результатов испытаний, длительность которых обычно составляет 1000—2500 *ч*.

Условный предел ползучести σ_n является базовой характеристикой при расчете деталей, работающих в условиях высоких температур:

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_n}{K_n},$$

где $K_n = 1 \div 1{,}25$ — для стальных поковок, штамповок, проката; $K_n = 1{,}25 \div 1{,}55$ — для литой стали.

С повышением температуры сопротивление ползучести сталей уменьшается. На основе исследований установлены предельные температуры различных материалов, работающих в условиях длительной ползучести. Применение различных материалов при температурах выше предельных (табл. 4) не рекомендуется.

Таблица 4

Предельные температуры применения различных металлов в условиях длительной ползучести

Материал	Предельная температура применения материала в °С
Углеродистые стали	450
Молибденовые и хромомолибденовые перлитные стали	480—510
Жаропрочные перлитные стали на базе Mo—V, Cr—Mo—V, Cr—Mo—W—V	535—580
Нержавеющие хромистые стали мартенситного класса на базе 12% Cr	535—580, иногда до 600
Аустенитные стали	600—750

При низких и умеренных температурах допускаемые напряжения выбираются минимальными из двух величин — предела текучести при рабочей температуре $\sigma_{0,2t°}$ и предела прочности со своими коэффициентами запаса прочности.

При высоких температурах допускаемые напряжения выбираются минимальными из трех величин при рабочей температуре: предела текучести $\sigma_{0,2t°}$, предела ползучести σ_n и предела длительной прочности $\sigma_{дп}$ со своими коэффициентами запаса прочности. Уровень температур для разных марок сталей и сплавов различен: для углеродистых сталей начиная примерно с 350° С, для теплоустойчивых и жаропрочных сталей перлитного класса, хромистых нержавеющих с температуры 430° С, а для аустенитных сталей с 480—520° С в зависимости от марки стали. Перлитные стали, обладая высокими прочностными и пластическими свойствами, низким коэффициентом линейного расширения, легко подда-

ются горячей и холодной обработке. В изделиях из этой стали путем термообработки можно значительно улучшить механические свойства и снять вредные тепловые напряжения за счет быстрого выравнивания температурных полей по всему объему изделий.

По мере повышения температурных условий работы деталей из указанных сталей число и количество легирующих элементов в них увеличивается. Входящие в состав легированных сталей элементы существенно влияют на их свойства. Так, например, содержание молибдена 0,5—1% повышает сопротивление ползучести; 0,4—1,1% хрома повышает химическую стойкость стали от действия газовой коррозии (окалиностойкости).

Высокохромистые нержавеющие стали с содержанием 12% хрома сохраняют большинство свойств перлитных сталей. Эти стали в своем составе, кроме 12% хрома, имеют добавки различных комбинаций легирующих элементов в общей сумме 1—3%. Такими легирующими элементами являются молибден, вольфрам, ванадий, ниобий или титан.

Для изготовления деталей турбоустановок при температурах 600—700° С предназначены аустенитные стали. Достоинствами их являются высокая сопротивляемость ползучести, окалиностойкость, лучшая свариваемость, меньшая чувствительность к перегревам, чем высоколегированных перлитных сталей.

Аустенитные стали имеют хромоникелевую основу. В хромистых сталях никель оказывает аустенизирующее влияние, делая фазу γ-железа весьма устойчивой. Кроме того, применяются стали с содержанием хрома 12—25% и никеля 8—20%, свойства которых существенно изменяются в отношении ползучести в зависимости от состава.

Аустенитные стали имеют ряд весьма существенных недостатков: затруднительность обработки в горячем и холодном состояниях, невозможность повышения прочности путем термической обработки (за исключением дисперсионно твердеющих сталей), высокий коэффициент линейного расширения и более низкая теплопроводность по сравнению с перлитными сталями. Стоимость аустенитных сталей, содержащих в своем составе большое количество хрома, никеля, молибдена, вольфрама и ниобия, в несколько раз выше стоимости перлитных сталей.

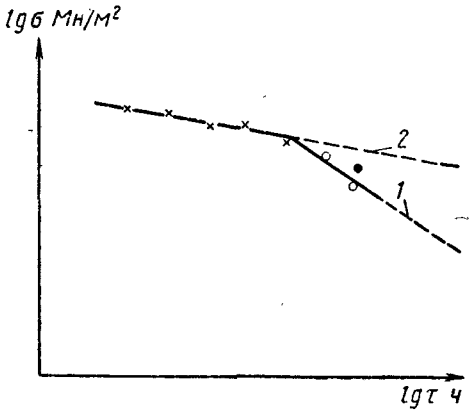
Поэтому в случае возможности изготовления деталей турбин из перлитной или мартенситной стали от применения аустенитных сталей воздерживаются.

Для высоких температур 650—700° С также применяются сплавы с различными присадками хрома, никеля и кобальта, в которых железо содержится в небольшом количестве.

Предел длительной прочности $\sigma_{дп}$ — напряжение, которое в условиях ползучести, создаваемой постоянным напряжением и температурой, приводит к разрушению в течение заданного промежутка времени.

В зависимости от времени, в течение которого данное постоянное напряжение при постоянной температуре вызывает разрушение, различают пределы длительной прочности σ_{100}, σ_{300}, σ_{1000}, $\sigma_{10\,000}$, $\sigma_{100\,000}$ и т. д., где индексы указывают время в часах, через которое произошло разрушение.

Предел ползучести и предел длительной прочности являются совершенно различными прочностными характеристиками металлов, дополняющими одна другую. Предел ползучести характеризует сопротивление материала пластической деформации, а предел длительной прочности является характеристикой сопротивления материала, подверженного разрушению, поэтому зависимости между этими характеристиками не существует.



Фиг. 17. Зависимость разрушения и его характер от напряжения и времени испытания.

Участки линий:

1 — предел длительной прочности при межкристаллическом разрушении; *2* — то же при внутрикристаллическом разрушении. Точки: X—X — внутрикристаллического разрушения; O—O — межкристаллического разрушения.

На фиг. 17 показано построение результатов испытания на длительную прочность в логарифмических координатах ($\lg \sigma$ напряжения — $\lg \tau$ времени до разрушения), где получается зависимость, близкая к линейной. Это обстоятельство с некоторым приближением дает возможность распространять полученные при испытании результаты на периоды времени, значительно превосходящие время испытания.

Экстраполяцию производят для отрезка времени, которым определяется срок службы детали (100—200 тыс. *ч*), в этом случае предел длительной прочности обозначается $\sigma_{100\,000}$, $\sigma_{200\,000}$. В зависимости от температуры и длительности испытания наблюдается два вида разрушения металлов: внутрикристаллическое при относительно невысоких температурах и небольшом времени, предшествовавшем разрушению, и межкристаллическое при увеличении температуры и времени до разрушения. При межкристаллическом разрушении наклон прямой графика, показанного на фиг. 17, становится бо́льшим, чем при внутрикристаллическом разрушении, этим и объясняется излом прямой $\lg \sigma$ — $\lg \tau$.

Предел длительной прочности, как и предел ползучести σ_n, является базовой характеристикой расчетов на прочность при работе детали в условиях ползучести.

Допускаемые напряжения, выбираемые по скорости ползучести, должны быть меньше предела длительной прочности.

В турбостроении при сроке службы 100 000 *ч* допускаемые напряжения $\sigma_{доп}$ по пределу длительной прочности $\sigma_{дп}$ ($\sigma_{100\,000}$) определяются $\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{дп}}{K_{дп}}$, где $K_{дп}$ — коэффициент запаса по отношению к пределу длительной прочности; $K_{дп} = 1{,}65$ — для стальных поковок, штамповок, проката, $K_{дп} = 2{,}0$ — для литой стали.

При большой длительности нагружения необходимо считаться со склонностью конструкционных сталей к бездеформационному разрушению в области высоких температур. Поэтому следует дополнительно корректировать величину их запаса прочности относительно предела длительной прочности, найденную по пределу допускаемой ползучести за заданное время деформации.

Обобщенные данные по длительной прочности для наиболее важных перлитных и мартенситных сталей даны на фиг. 18.

Следует отметить, что повышение температуры на 50° С снижает предел длительной прочности приблизительно в 2 раза. Это наглядно показывает, как существенно изменяется ползучесть металла в турбинах с переходом на пар повышенных начальных параметров.

По экономическим соображениям для современных паротурбинных установок повышенных мощностей срок службы в 100 000 *ч* признается недостаточным, вследствие чего к материалам этих установок предъявляется требование высокой длительной прочности, превышающей 200 000 *ч*. Удвоение срока службы металла при данной температуре понижает предел длительной прочности $\sigma_{дп}$ на 10—20%.

Релаксация напряжений — процесс самопроизвольного снижения напряжений, происходящий под влиянием температуры, напряжения и времени в упругонапряженных деталях, поставленных в такие условия, которые не позволяют им изменить величину начальной суммарной деформации.

Отличие релаксации напряжений от ползучести заключается в том, что при релаксации напряжение самопроизвольно уменьшается при постоянстве суммарной начальной деформации, при ползучести напряжение постоянно, а деформация увеличивается.

Основное равенство, характеризующее процесс релаксации, выразится так:

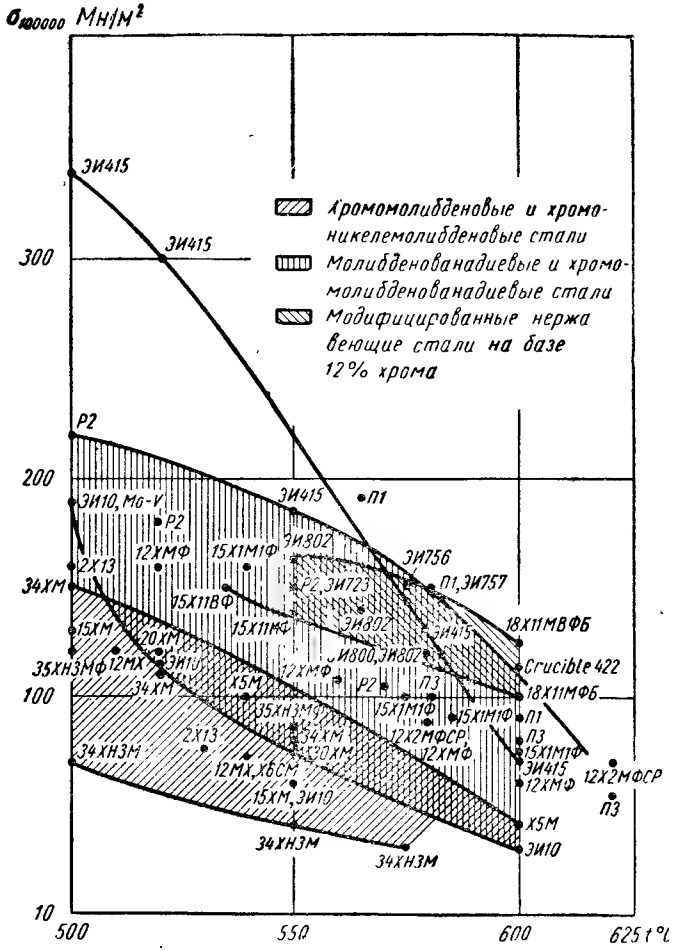
$$\delta = \delta_y + \delta_0 = \text{const},$$

где $\delta_y = \frac{\sigma}{E}$ — упругая деформация;

δ_0 — остаточная (пластическая) деформация;

δ — начальная суммарная деформация.

Падение напряжения возможно только за счет уменьшения упругой δ_y и соответствующего увеличения остаточной δ_o деформаций. Общая пластическая деформация при релаксации значительно меньше, чем при ползучести.



Фиг. 18. Сводная диаграмма пределов длительной прочности ($\sigma_{100\,000}$) жаропрочных сталей перлитного и мартенситного классов при 500—620° С.

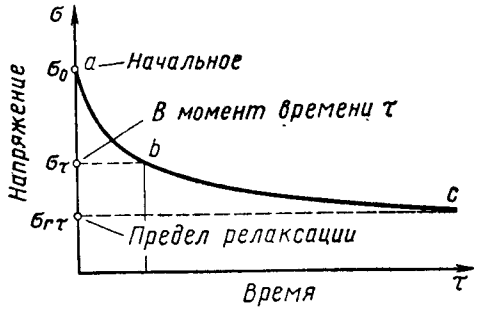
В качестве типичных примеров релаксации могут служить явления, протекающие в болтах и шпильках фланцевых соединений. С течением времени при высоких температурах упругая деформация материала болтов и шпилек переходит в пластическую, в результате чего их натяг снижается. Фланцевые соединения поэтому приходится периодически перетягивать.

Во всех деталях сочленений, работающих в состоянии напряженных посадок, при длительном воздействии температур имеет место релаксация, снижающая напряженность посадки, например рабочие диски и различные втулки, насаживаемые на вал в горячем состоянии.

Процесс релаксации напряжений наиболее интенсивно протекает в первые часы нагрузки (фиг. 19), после чего устанавливается относительно невысокая скорость деформирования. Поэтому различают два периода релаксации:

1-й период короткий (кривая ab) характеризуется резким падением напряжения;

2-й период (кривая bc) характеризуется умеренной скоростью падения напряжения.



Фиг. 19. Типовая кривая релаксации.

Скорость релаксации v_r — скорость снижения напряжения σ при релаксации $v_r = \frac{\sigma}{\tau}$ увеличивается с ростом напряжения σ и уменьшается с увеличением времени релаксации τ.

Пределом релаксации называется напряжение, соответствующее заданной скорости ее, которое определяется по кривой релаксации «напряжение—время» (фиг. 19).

Таким образом, о сопротивлении (релаксационной стойкости) судят по вычисленной из кривых релаксации величине напряжения, которое при заданных начальных условиях деформации устанавливается по истечении определенного промежутка времени. Поэтому металлы, применяемые в турбостроении, до изготовления из них деталей подвергают испытаниям на релаксацию длительностью не менее 3000 *ч*.

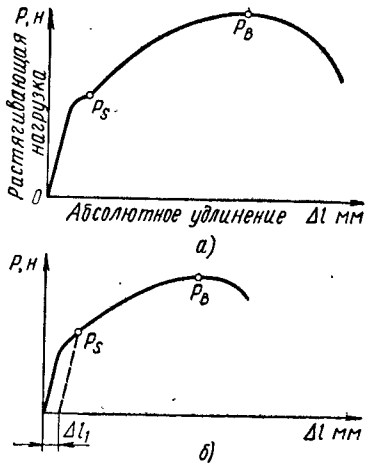
В качестве релаксационной характеристики принимают величину остаточного напряжения $\sigma_{ост}$, полученного за данное время при данной температуре и заданном напряжении натяга. Величина напряжения натяга выбирается обычно в пределах 0,5—0,75 от предела текучести при заданной температуре.

Как показали испытания металлов при одинаковых температурах и времени испытаний (в условиях малых деформаций, характерных для релаксаций), зависимости между релаксацией и ползучестью не существует. Известны сплавы, показывающие высокое сопротивление ползучести, но обладающие очень низкой релаксационной стойкостью. Релаксационная стойкость зависит от структуры стали, т. е. от ее термической обработки. С увеличением размера структурного зерна металла релаксационная стойкость возрастает.

Предел текучести σ_s и предел прочности σ_B при высоких температурах. Физический предел текучести при растяжении σ_s — наименьшее напряжение, при котором образец деформируется без заметного увеличения нагрузки (фиг. 20):

$$\sigma_s = \frac{P_s}{F_0} \text{ н/м}^2 \ (\text{кГ/мм}^2),$$

где P_s — нагрузка, отвечающая пределу текучести;
F_0 — площадь поперечного сечения образца.



Фиг. 20. Диаграмма растяжения, показывающая зависимость абсолютного удлинения Δl от растягивающей нагрузки P:

а — с площадкой текучести; *б* — без площадки текучести.

В тех случаях, когда на кривой растяжения в конце упругой области отсутствует ясно выраженный перегиб, текучесть характеризуется условным пределом текучести, понимаемым как наименьшее напряжение, при котором остаточная деформация достигает какой-то условной величины.

В отечественных стандартах величина допуска пластической деформации принята для предела текучести 0,2% $\left(\Delta l_1 = \frac{0{,}2 \cdot l_0}{100}\right.$, где l_0 — первоначальная длина расчетного участка образца) и условный предел текучести обозначается $\sigma_{0,2}$.

Предел текучести на растяжение σ_s ($\sigma_{0,2}$) является величиной, нормированной почти всеми ГОСТами и ТУ, и она является базовой характеристикой металла при расчете на прочность для нормальных температур.

Предел прочности на растяжение (или временное сопротивление разрыву) σ_B — напряжение, отвечающее наибольшей нагрузке, которую может выдержать материал при растяжении, отнесенной к исходной площади поперечного сечения образца

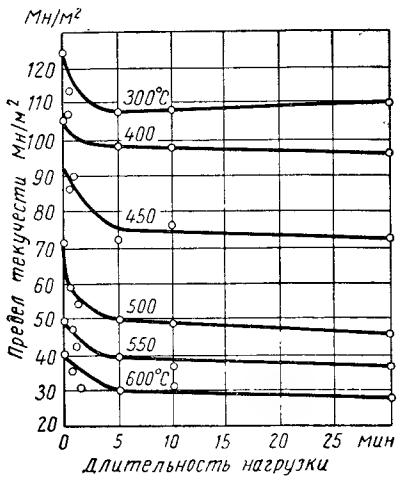
$$\sigma_B = \frac{P_B}{F_0} \text{ н/м}^2 \ (\text{кГ/мм}^2).$$

Начиная с этого предела (фиг. 20), деформация перестает быть равномерно распределенной по объему образца и приобретает сосредоточенный характер (появляется «шейка»). Эта характеристика также нормируется всеми ГОСТами и ТУ.

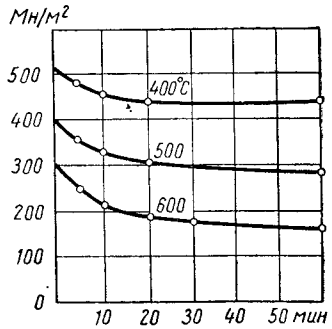
С увеличением температуры и времени испытаний характеристики прочности σ_B и текучести σ_s претерпевают изменения

(фиг. 21, 22). Как нетрудно видеть из графиков, с повышением температуры так же изменяется и характер кривой растяжения. Даже у мягких сталей, у которых во время испытаний на растяжение вначале имеется ярко выраженная площадка текучести, с повышением температуры область текучести становится менее выраженной, и, наконец, совсем исчезает (фиг. 20, *б*).

Как расчетная характеристика предел текучести σ_s ($\sigma_{0,2}$) при высоких температурах используется: для углеродистых сталей до 300—350° С, для мало- и среднелегированных перлитных сталей до 400—430° С.



Фиг. 21. Зависимость предела текучести мягкой углеродистой стали от времени нагружения и температур.



Фиг. 22. Зависимость предела прочности σ_B углеродистой стали С = 0,3% от времени нагружения и разных температур.

Допускаемое напряжение равно минимальной из двух величин:

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_B}{K_B},$$

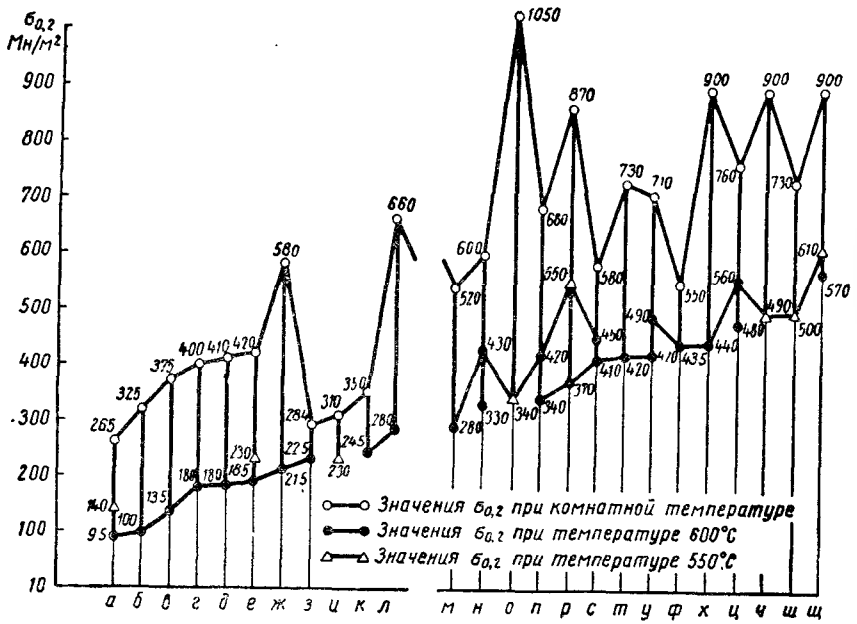
где K_s — коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести $\sigma_{0,2t^\circ}$ при рабочей температуре; K_B — коэффициент запаса прочности по отношению к пределу прочности σ_B при 20° С. Для данных условий принимаются значения: $K_s = 1{,}65$; $K_B = 3{,}0$ — для стальных поковок, штамповок, проката; $K_B = 2{,}3$, $K_B = 4{,}2$ — для литой стали с учетом возможности внутренних дефектов (пор, пузырей), а также трудностей определения остаточных напряжений по сравнению с поковками.

При более высоких температурах предел текучести также имеет значение в качестве расчетной характеристики для проверки допускаемых напряжений, найденных на базе условного предела

ползучести и предела длительной прочности.

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s},$$

где $K_s = 1{,}65$ — для стальных поковок, штамповок, проката;
$K_s = 2{,}0$ — для литой стали.



Фиг. 23. «Монотонная» диаграмма предела текучести $\sigma_{0,2}$ для ферритных сталей (перлитного и мартенситного классов) при температуре 550—600° С, где по ординатам даны марки сталей:

а — 10, нормализация; *б* — 20, нормализация; *в* — 40, нормализация; *г* — 12ХН3А, нормализация + отпуск; *д* — 1Х13, закалка + отпуск 750°; *е* — 40Н, закалка + отпуск; *ж* — 40Х, закалка + отпуск 680°; *з* — 12МХ, нормализация + отпуск; *и* — 12МХФ, нормализация + отпуск; *к* — 15ХМ, нормализация + отпуск; *л* — 38ХМЮА, закалка + отпуск 660°; *м* — 2Х13, закалка + отпуск 720—750°; *н* — 30ХМ, закалка + отпуск 650°; *о* — 50ХФА, закалка + отпуск 600°; *п* — ЭИ802, закалка + отпуск 710°; *р* — 34ХН3М, закалка + отпуск; *с* — 15Х11МФ, закалка + отпуск 740°; *т* — ЭИ756, закалка + отпуск 680° С; *у* — 3Х13, закалка + отпуск 650°; *ф* — Р2, нормализация + отпуск 680°; *х* — ЭИ268, закалка + отпуск 580°; *ц* — ЭИ415, закалка + отпуск 700°; *ч* — 25Х2МФА, закалка + отпуск 620°; *ш* — 35ХН3МФА, закалка + отпуск; *щ* — ЭИ723, нормализация + отпуск 650° С.

Для сопоставления значений жаропрочных материалов по их пределу текучести при высоких температурах на фиг. 23 дана диаграмма, где для отдельных материалов значения $\sigma_{0,2t^\circ}$ расположены в порядке возрастания при высоких температурах.

§ 4. ПЛАСТИЧНОСТЬ МЕТАЛЛОВ

Пластичность — способность металлов не разрушаясь воспринимать остаточную деформацию. Такая способность имеет важнейшее значение при оценке работоспособности металла прежде всего с точки зрения его поведения в условиях неизбежных местных перенапряжений, концентрации напряжений и др.

Практический интерес к показателям пластичности металлов определяется способностью металла рассеять местное перенапряжение за счет некоторой практически безвредной для службы детали пластической деформации без образования трещин и разрушения ее.

Относительное удлинение $\delta = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \cdot 100\ (\%)$ — отношение приращения расчетной длины образца $l_1 - l_0$ к ее первоначальному значению l_0, выраженное в процентах.

Относительное удлинение не является полноценной характеристикой пластичности материала, так как приращение длины образца $l_1 - l_0$ складывается из его равномерного и местного растяжений. Последнее сосредоточено в месте образования шейки на длине 1,5—2 диаметров образца. Местное удлинение вносит погрешность в определение пластических свойств металла.

С увеличением длины образца при одном и том же его диаметре уменьшается влияние сосредоточенного удлинения на общую величину удлинения образца. Сравнивать значения относительного удлинения, полученные при испытаниях, можно только, если они определены на образцах одинаковой кратности. Под кратностью образца понимается отношение расчетной его длины к площади поперечного сечения $K = \frac{l_0}{F_0}$ (для круглого образца $K = \frac{l_0}{F_0}$). По ГОСТ 1497-42 разрывные образцы отвечают соотношениям между l_0 и F_0 (d_0):

1) $l_0 = 11{,}3\sqrt{F_0}$ — для плоских образцов и $l_0 = 10d_0$ — для круглых образцов;
2) $l_0 = 5{,}65\sqrt{F_0}$ — для плоских образцов и $l_0 = 5d_0$ — для круглых образцов.

Получаемое при этом относительное удлинение обозначается δ_{10} и δ_5.

Относительное сужение $\psi = \frac{F_0 - F_1}{F_0} \cdot 100\ (\%)$ — отношение уменьшения площади поперечного сечения образца в наименьшем сечении шейки при разрыве к начальной площади поперечного сечения.

Величина ψ характеризует наибольшую пластичность металла в условиях напряженного состояния в шейке образца при растяжении и является более точной характеристикой пластичности металла, чем относительное удлинение δ_5 или δ_{10}.

Длительная пластичность — совокупность пластических свойств в условиях длительной нагрузки при высоких температурах. Она условно характеризуется величинами относительного удлинения δ и относительного сужения ψ разрушенного образца при испытании на длительную прочность. Такая оценка длительной пластичности, однако, не является достаточной, поскольку в величины относительного удлинения и относительного сужения при разрыве входит еще и та часть пластической деформации, которая получается в 3-м периоде ползучести (фиг. 15), не допускаемом при нормальной работе деталей с высокими температурами.

Отсюда следует, что детали, работающие в условиях высоких температур, должны иметь запас пластичности (удлинение при длительном разрыве) больший, чем допустимая за время службы деформация. Все материалы, для которых 1% деформации за 100 000 *ч* признается допустимым, должны иметь относительное удлинение при длительном разрыве значительно больше 1%.

Многие из применяемых в турбостроении жаропрочных перлитных и аустенитных сталей обладают достаточной длительной пластичностью, которая практически исключает возможность их разрушения.

§ 5. ПРОЧНОСТЬ МЕТАЛЛОВ ПРИ МНОГОКРАТНЫХ НАГРУЗКАХ

Усталость — свойство пластических материалов подвергаться хрупкому разрушению под действием многократных нагрузок. По современным представлениям усталость представляет процесс избирательного разрушения, металлов, вызываемый наложением многочисленных знакопеременных деформаций, и возникает как результат сдвиговой деформации.

Усталостное разрушение даже у самых пластических металлов происходит обычно без внешних признаков пластической деформации. Величина разрушающего напряжения значительно меньше временного сопротивления, а иногда меньше предела упругости при статическом нагружении. Для усталостной прочности крайне неблагоприятно влияет концентрация напряжений.

Внешним проявлением усталости металла является возникновение и распространение при многократных знакопеременных нагрузках характерных трещин на поверхности детали, обычно в тех местах, где имеются следы от механической обработки, галтели, различные надрезы и т. д. Появившиеся усталостные трещины постепенно углубляются внутрь детали по сечению до тех пор, пока ослабление сечения не приводит к хрупкому разрушению металла. Усталостный излом детали имеет две зоны: в одной из них имеется фронт трещин усталости, обычно окисленных, и зону свежего неокисленного излома окончательного разрушения кристаллического характера.

Цикл переменного напряжения — однократный переход напряжения от своего наибольшего к своему наименьшему значению и обратно.

База цикла N — число нагрузок, задаваемое для определения сопротивления усталости (предела выносливости). Обычно это число устанавливается в 5—10 млн. для черных металлов и 50—100 млн. для цветных металлов.

Установлено, что если материал при комнатной температуре при некотором напряжении выдержал без разрушения указанное число циклов, то он выдержит такое напряжение и при значительно большем числе циклов.

Предел усталости (выносливости) σ_D — наибольшее напряжение или комбинация наибольшего и наименьшего напряжений цикла, допускающая повторение цикла без разрушения N раз (N — база цикла).

Предел усталости при симметричном изгибе $\sigma_{-1б}$ — предел усталости при симметричном цикле, определенный испытаниями в условиях изгиба вращающегося образца. Большинство приводимых в технической литературе экспериментальных определений пределов усталости относится именно к этой величине. Меньшим количеством экспериментальных данных представлены пределы усталости при симметричном растяжении—сжатии ($\sigma_{-1г}$), кручении (τ_{-1}) и т. д.

Циклическая вязкость (демпфирующая способность, внутреннее трение) — способность металлов поглощать энергию в необратимой форме (в виде теплоты) при воздействии циклически повторяющихся нагрузок. Она определяется как величина работы, поглощенная единицей объема металла за один полный цикл, верхний предел которого равен соответствующему пределу усталости; характеризуется относительной циклической вязкостью (коэффициентом относительного рассеивания энергии), логарифмическим декрементом затухания колебаний и шириной петли гистерезиса при циклическом нагружении.

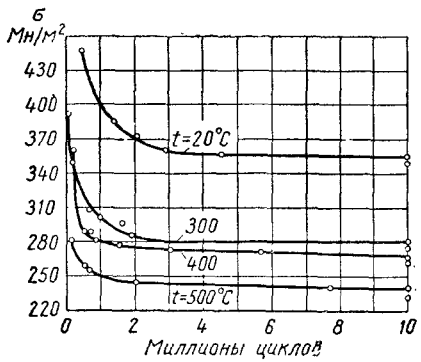
При низких температурах 20° С, 300° С с увеличением числа циклов предел усталости вначале понижается, а затем остается постоянным. При повышении температуры предел выносливости снижается на значительную величину по сравнению с пределом выносливости при комнатной температуре.

Показанный на фиг. 24 предел выносливости при 500° С составляет ~65% от предела выносливости при комнатной температуре.

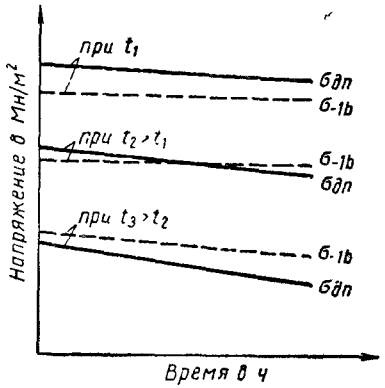
С увеличением числа циклов при повышенных температурах предел выносливости постепенно уменьшается, поэтому говорить об определенном (истинном) пределе усталости не представляется возможным. В качестве характеристики усталостной прочности в этом случае принимается условный предел усталости — напряжение, вызывающее разрушение за определенное

количество циклов нагружения. Этот предел зависит от продолжительности испытания (количества циклов) и от температуры. Большинство материалов, применяемых в турбостроении, в настоящее время характеризуется пределом усталости на базе 10^7 циклов, и только в отношении некоторых материалов имеются экспериментальные данные по пределу усталости на базе $5\times\times10^7 - 10^8$ циклов.

Недостаточность данных по усталостной прочности жаропрочных материалов в известной мере объясняется соотношением, существующим между пределами усталости $\sigma_{-1в}$ и длительной прочности $\sigma_{дп}$ в зависимости от времени и температуры испытания (фиг. 25).



Фиг. 24. Кривые выносливости лопаток при 20—500° С.



Фиг. 25. Зависимость пределов усталости $\sigma_{-1в}$ и длительной прочности $\sigma_{дп}$ от времени испытания 10—10 000 *ч* при различных температурах $t_1 < t_2 < t_3$.

При низких и высоких температурах с увеличением времени воздействия напряжений снижение длительной прочности $\sigma_{дп}$ происходит более интенсивно, чем снижение предела усталости $\sigma_{-1в}$, определенного испытаниями той же продолжительности.

При относительно низких температурах t_1 (фиг. 25) более вероятно разрушение образца от усталости $\sigma_{-1в} < \sigma_{дп}$ вне зависимости от времени испытания.

При температуре $t_2 < t_1$ в условиях малой продолжительности испытания более реально разрушение образца от усталости $\sigma_{-1в} < \sigma_{дп}$, а с увеличением времени испытания кривые предела усталости и длительной прочности пересекаются. Эту температуру t_2 рассматривают как температуру равной прочности металла при действии циклических и статических напряжений.

Для углеродистых сталей температура равнопрочности равна 350—400° С. С увеличением степени легированности стали температура равнопрочности повышается.

С повышением температуры $t_3 > t_2$ (фиг. 25) возможность разрушения от усталости уменьшается: $\sigma_{-1в} > \sigma_{дп}$, и определяющим фактором прочности данного материала становится не предел усталости, а предел длительной прочности.

§ 6. ХИМИЧЕСКАЯ СТОЙКОСТЬ МЕТАЛЛОВ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Для современных турбинных установок, характеризующихся высокой температурой пара, первым требованием к металлу является надлежащее сопротивление коррозии. Только после удовлетворения этого требования можно делать выбор металла на базе механической прочности.

Газовая коррозия — химическая коррозия металлов в окисляющих газах при высоких температурах. В паротурбинных установках при высоких температурах процессы окисления могут происходить не только за счет свободного кислорода, но и за счет водяного пара.

Скорость и степень развития окисления стали зависят от температуры, скорости и давления пара, времени, химического состава стали, состава и физических свойств образующейся окалины.

Для жаростойкости стали исключительное влияние оказывают свойства покрывающей металл окисной пленки. Пленка окислов, образующихся на металле, может служить защитным слоем, если внутри нее нет легкоплавких окислов или окислов, способных отдать свой кислород составным элементам сплава, а благодаря плотному прилеганию к металлу, газонепроницаема и является жаростойкой.

Основными элементами, способствующими образованию защитных пленок, являются хром, кремний и алюминий. Из них наибольшее значение имеет хром, окислы которого более близки к окислам железа, никеля, кобальта.

В современных сложнолегированных сплавах на железной, никелевой и кобальтовой основах содержание хрома колеблется в пределах 12—25%. Хромистые и хромомолибденовые стали с 5—6% хрома по сопротивляемости окалинообразованию могут применяться до 600—650° С; до такой температуры могут использоваться и нержавеющие стали на базе 12% хрома.

Углеродистые стали достаточно стойки против окисления при температурах лишь до 535° С, выше которой начинается интенсивное их окисление и образование окалины.

Мало- и среднелегированные жаропрочные перлитные стали (молибденовые, хромомолибденовые, молибденованадиевые, хромомолибденованадиевые) по своей жаростойкости в воздушной и паровых средах мало чем отличаются от углеродистых сталей. Коррозионная стойкость этих сталей при высоких температурах определяется содержанием хрома и кремния, которая тем выше, чем больше содержание легирующих элементов, допустимое по соображениям жаропрочности.

Молибден — наиболее важный составной элемент перлитных сталей — не оказывает влияния на жаростойкость в воздушной среде, но сопротивление окислению в паровой среде несколько повышается.

Высоколегированные аустенитные стали по жаростойкости могут применяться до температуры 750° С, а некоторые из них и до более высоких температур.

Межкристаллитная коррозия аустенитных сталей. Высоколегированные аустенитные стали — хромоникелевые, хромоникелевольфрамовые, хромоникельмолибденовые и др. — применяются в турбостроении при температурах выше 580° С. Они обладают высокой жаропрочностью, но некоторые из них обнаруживают склонность к особому виду коррозионного разрушения, развивающемуся главным образом по границам зерен металла. Этот вид коррозии носит название межкристаллитной или интеркристаллитной коррозии и присущ, например, хромистым сталям марок 0ХМ18Н9, 1Х18Н9, 2Х18Н9.

Межкристаллитная коррозия, разрушая границы зерен, быстро разрушает металл, вследствие чего считается наиболее опасным видом коррозии турбинных материалов.

Причины межкристаллитной коррозии связаны с распадом пересыщенного углеродом твердого раствора γ (аустенита), так как растворимость углерода в аустените в перечисленных выше сталях мала и поэтому углерод в них неустойчив.

При нагревании стали до температуры 500° С и выше из твердого раствора γ выделяются карбиды, богатые хромом типа CrC_6.

Вначале по границам зерен выделяются мелкодисперсные карбиды. Далее происходит укрупнение и коагуляция карбидов, выпавших по границам зерен. Это явление вызывает обеднение близлежащих участков металла хромом и углеродом и, следовательно, способствует образованию феррита, в результате чего вдоль границ зерен аустенита создаются узкие прослойки или зоны бедного хромом твердого раствора, которые обладают резко сниженной коррозионной стойкостью.

Растворимость никеля в аустените больше, чем в феррите, вследствие чего эти участки беднеют также и в отношении никеля. В итоге по границам зерен создается большая разнородность структурных элементов (аустенита, феррита, карбидов), между которыми существует разность потенциалов, которая при наличии электролита приводит к образованию гальванических пар.

Разрушение менее стойких обедненных хромом прослоек, располагающихся по границам зерен, происходит под действием гальванических пар. Благодаря высокой степени начального размельчения карбидов образуется особенно большое количество гальванических пар, разрушающих карбиды.

Межкристаллитная коррозия, постепенно распространяясь в глубь металла, ослабляет связь между его зернами, а затем приводит даже к полной изоляции их друг от друга.

Пораженный межкристаллитной коррозией металл теряет присущую ему монолитность, прочность и упругость, при этом также изменяются электропроводность и звук, издаваемый образцом металла при падении на каменную плиту. Типичный звонкий металлический звук, издаваемый образцом при падении, сменяется глухим звуком, подобным падающей деревянной пластине.

Межкристаллитная коррозия сталей представляет серьезную опасность для их службы при температурах 500° С и выше в условиях воздействия достаточно агрессивных коррозионных сред. Это обстоятельство усугубляется еще тем, что межкристаллитная коррозия может привести к внезапному разрушению детали, не проявляясь заметно до самого момента разрушения. В аустенитных сталях после сварки может развиваться межкристаллитная коррозия, особенно в зонах шва, где при сварке температура достигала 550—750° С.

Для предотвращения межкристаллитной коррозии в состав аустенитных сталей вводятся титан, ниобий, тантал, которые являются более сильными карбидообразующими, чем хром. Указанные элементы соединяются в карбиды с выделяющимся углеродом, а хром остается в твердом растворе. Введение в аустенитную сталь титана в количестве 5—6 раз, а ниобия в 10—12 раз превышающем содержание в стали углерода, значительно снижает, а в ряде случаев ликвидирует полностью склонность к межкристаллитной коррозии. Например, сталь 1Х18Н9Т (ЭЯ1Т) содержит $C \leqslant 0{,}12\%$; $Si \leqslant 0{,}8\%$; $Mn \leqslant 2{,}0\%$; $Cr = 17 \div 20\%$; $Ni = 8 \div 11\%$; $Ti = (\%\ C - 0{,}03) \times 5$ до 0,8% (проект ГОСТ 5632—61).

Таким образом, снижение содержания углерода также является фактором, понижающим склонность аустенитных сталей к межкристаллитной коррозии.

§ 7. ДЛИТЕЛЬНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР НА СФЕРОИДИЗАЦИЮ, ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И ГРАФИТИЗАЦИЮ

Сфероидизация сталей. Устойчивая структура стали при комнатной температуре и длительном воздействии высоких температур претерпевает значительные изменения.

В сталях с ферритно-перлитной структурой и пластинчатым перлитом наблюдается в этих условиях постепенное изменение формы цементитных кристаллов и их рост. Кристаллы цементита постепенно из пластинчатой формы превращаются в округлые частицы-сфероиды при температурах 470—500° С и выше.

Мелкозернистые стали подвержены процессу сфероидизации в большей степени, чем стали с крупнозернистой структурой. Измельчение цементита, достигаемое в процессе термической обра-

ботки стали, ведет к понижению устойчивости перлита против сфероидизации. Факторами, ускоряющими сфероидизацию, являются также предшествующая пластическая деформация, остаточные напряжения, возникающие в стали при термической обработке, и рабочие напряжения. С возрастанием этих факторов увеличивается и скорость сфероидизации.

Сфероидизация является отрицательным процессом, при котором снижается прочность, теплоустойчивость и увеличивается скорость ползучести сталей.

В углеродистых сталях сфероидизация протекает с ощутимой скоростью в работе деталей при температурах от 470—480° С и выше.

В низколегированных молибденовых и хромомолибденовых сталях сфероидизация обнаруживается при температурах выше 500° С так как легирование сталей хромом и молибденом повышает устойчивость перлита.

Изменение состава фаз. При длительном воздействии высоких температур наряду с изменением геометрической формы пластинок цементита — сфероидизации — происходит также изменение состава фаз. Последнее заключается в том, что в низколегированных сталях 15М, 20М, 15ХМ, 20ХМ, 12ХМ в результате воздействия температур 500° С и выше твердый раствор обедняется молибденом, а карбидная фаза обогащается им.

Молибден является одним из главных элементов, определяющих теплоустойчивость сталей, поэтому изменение состава фаз снижает теплоустойчивость и повышает скорость ползучести низколегированных сталей.

Сфероидизация и переход молибдена в карбиды, протекающие при эксплуатации турбинного оборудования, снижают прочность и теплоустойчивость перлитных сталей, применяемых в турбостроении.

Графитизация, связанная с распадом карбида Fe_3C и выделением свободного углерода при воздействии температур, наблюдается у серых чугунов при температурах ниже 315—370° С в среде перегретого пара, в углеродистых сталях, начиная с $t \approx 470 \div 480°$ С и в молибденовых сталях типа 15М, при $t \approx 500°$ С. Процесс графитизации в сталях протекает медленно, и только через несколько лет службы детали можно обнаружить выделение графита.

Графитовые пластинки, которые сами имеют низкие механические свойства, можно рассматривать как прорези в металле, вокруг которых развивается концентрация напряжений.

Выделения графита в зависимости от ряда факторов имеют различную форму и величину. Наименее опасными являются точечные выделения графита.

С увеличением температуры, времени и действующих напряжений процесс графитизации увеличивается. Преобладающим

фактором, ускоряющим процесс графитизации, является повышение температуры. Химический состав сталей определяет возможность процесса графитизации и в известной мере скорость процесса.

Карбидообразующие элементы — марганец, молибден, титан, бор, ниобий и особенно хром — препятствуют процессу графитизации, а углерод, кремний, никель и алюминий являются элементами, способствующими графитизации.

От соотношения содержания этих элементов в стали зависит ее сопротивление к графитизации. Ввод в молибденовые стали марок 15М, 20М и т. д. небольшого количества хрома (0,4—1,1%) предотвращает склонность этих сталей к графитизации, т. е. стали марок 12ХМ, 15ХМ, 20ХМ, 30ХМ и т. д. свободны от склонности к графитизации.

Тепловая хрупкость. При длительном воздействии высоких температур 400—550° С некоторые стали приобретают хрупкость, которая им не свойственна при нормальных температурах (20° С). Это явление носит название тепловой хрупкости и выражается в снижении ударной вязкости. Тепловая хрупкость может оказаться весьма опасной в условиях работы детали, при ударных нагрузках и концентрации напряжений.

Тепловой хрупкости подвержены как перлитные, так и аустенитные стали. При развитии тепловой хрупкости не происходит заметных изменений характеристик прочности и пластичности по сравнению с их первоначальными значениями. По данным некоторых исследователей, не изменяется также величина предела выносливости. Обычные методы микро- и рентгеноструктурного анализа не обнаруживают изменений в строении металла, в котором появляется тепловая хрупкость. Форма изделия и напряжение в металле не оказывают влияния на появление и развитие тепловой хрупкости.

Решающую роль в развитии тепловой хрупкости имеют температура среды и время выдержки, с увеличением которых интенсивность снижения ударной вязкости возрастает.

Природа тепловой хрупкости еще недостаточно изучена. По-видимому, это явление хрупкости можно связать с распадом твердого раствора. Отпускная хрупкость наблюдается в некоторых сталях сразу же после отпуска при температурах 500—650° С с медленным охлаждением при испытаниях на удар. Испытания на растяжение не обнаруживают изменения прочностных и пластических характеристик. Только иногда наблюдается изменение относительного сужения.

В хромоникелевых, хромистых и марганцевых сталях после отпуска обнаруживается хрупкость, однако эти же стали, быстро охлажденные после отпуска, хрупкости не обнаруживают. Поэтому для снижения хрупкости в сталях, обнаруживающих к ней склонность, после высокого отпуска применяют охлаждение в масле или горячей воде. После высокого отпуска с быстрым охлаждением,

производится повторный отпуск при температуре ниже опасного интервала (450° С) с последующим медленным охлаждением в печи для снижения остаточных напряжений, возникающих при быстром охлаждении после высокого отпуска.

Радикальным методом предотвращения или существенного снижения отпускной хрупкости является добавка 0,2—0,5% молибдена в хромоникелевые и другие стали, имеющие склонность к отпускной хрупкости.

Введение в сталь вольфрама оказывает то же действие.

§ 8. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СЕРЫХ ЧУГУНОВ

Серый чугун обладает чрезвычайно низкими пластическими характеристиками, но благодаря включениям графита, распределенным по всей массе металла, которые являются как бы трещинами или пустотами, он мало чувствителен к дополнительным надрезам. Механические характеристики с повышением температуры изменяются незначительно. Ударная вязкость серых чугунов мала и составляет величину 19,6—49 *кдж/м²* (0,2—0,5 *кГм/см²*) для образцов типа Менаже (с надрезом) и для образцов без надреза 49—98 *кдж/м²* (0,5—1,0 *кГм/см²*).

Включения графита могут рассматриваться как пустоты или трещины. Они могут быть равномерно пластинчатые, розеточные, первичные (очень крупные), дендритообразные и округлые.

Удельный вес графита $\gamma = 21{,}6 \div 22{,}6$ *кн/м³* ($\gamma = 2{,}2 \div 2{,}3$ *г/см³*) значительно ниже металла чугуна $\gamma = 76{,}5 \div 77{,}5$ *кн/м³* ($\gamma = 7{,}8 \div 7{,}9$ *г/см³*), поэтому, например, при содержании в чугуне 2,5—3% по весу графит занимает по объему 8,5—10%. Из этого примера и свойств графита следует существенное влияние графита на механические свойства чугуна.

На образование различной структуры чугуна основные влияния оказывает химический состав, главным образом содержание углерода и кремния, а также и скорость охлаждения, которая зависит от толщины стенок отливки.

Качественные чугуны для литья средней массивности получают при содержании $C = 2{,}8 \div 3{,}5\%$ и $Si = 0{,}8 \div 2{,}5\%$.

С увеличением толщины стенки для получения качественной структуры чугуна «перлит + графит» содержание (C + Si) должно уменьшиться.

Существенным недостатком серых чугунов является явление «роста», которое заключается в медленном и необратимом увеличении объема серых чугунов при нагревах или переменных нагревах и охлаждениях при температуре выше 400° С. Степень «роста» чугуна пропорциональна температуре и времени (числу нагревов).

При температурах ниже 315—370° С явление роста редко имеет место. Однако в присутствии корродирующих агентов, например

в среде перегретого пара, рост встречается и при более низких температурах, поэтому чугунное литье чаще всего употребляется для работы в паровой среде с температурой до 260° С.

Причины роста чугуна при длительном воздействии высоких температур заключаются в структурных изменениях — разложении цементита Fe_3C с образованием свободного углерода в форме графита и внутреннем окислении.

Следствием роста является увеличение объема деталей, выполненных из чугуна (цилиндров, обойм, диафрагм и т. д.), уменьшение прочности и увеличение хрупкости. Все факторы, уменьшающие графитообразование и окисление при высоких температурах, способствуют устойчивости чугуна против роста. К ним относится легирование чугуна хромом и молибденом, уменьшение содержания кремния.

Особенно важное значение для повышения прочности и пластичности чугуна и снижения склонности к росту имеет модификация чугуна. Модификация («видоизменение») — специальная обработка чугуна в процессе выплавки. Процесс модификации заключается в введении в жидкий малоуглеродистый и низкокремнистый чугун необходимого количества модификаторов — измельченных графитизирующих присадок: силикокальция, 75%-ного ферросилиция, графитового порошка.

Эти присадки образуют в чугуне дополнительные центры кристаллизации и способствуют измельчению графитных выделений. Модификация чугуна улучшает его свойства и способствует получению однородных перлитовых или перлито-сорбитовых структур во всех сечениях отливки.

Серые чугуны высокой прочности марок СЧ28-48 (табл. 10, гл. III), СЧ32-52, СЧ 35-56, СЧ 38-60 по ГОСТ 1412-54 относятся к группе модифицированных чугунов, полученных указанным методом. У модифицированных чугунов склонность к росту в 1,5 раза меньше по сравнению с немодифицированными чугунами.

Для серого чугуна применяемых в турбостроении марок СЧ 18-36 и СЧ 21-40 допускаемое напряжение определяется по пределу прочности разрыву $\sigma_{доп} = \frac{\sigma_B}{K_B}$, где $K_B \geqslant 4{,}5$ — для ответственных деталей статора турбины, работающих при температуре $\leqslant 260°$ С.

ГЛАВА III

КОРПУС СТАТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

§ 9. НАЗНАЧЕНИЕ, УСЛОВИЯ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИЯ КОРПУСА ТУРБИНЫ

Одной из основных деталей статора турбины является ее корпус, или цилиндр. В корпусе размещены пароподводящие и пароотводящие каналы, закреплены сопловые аппараты, диафрагмы, устанавливаемые непосредственно в цилиндр или в обоймы; имеются также патрубки для отборов пара. Выпускной патрубок в мощных конденсационных турбинах представляет собой сложную конструкцию.

Таким образом, корпус имеет сложную форму с меняющимися по длине сечениями и фланцы с горизонтальными или вертикальными разъемами. По ходу пара на корпус действует разность температур и давлений пара, которые при изменении режимов работы турбины также резко изменяются.

Основными действующими силами на корпус являются избыточное давление пара, представляющее разность давления пара внутри него и снаружи (атмосферы) или разность между наружным давлением атмосферы и давлением пара ниже атмосферного — вакуума в выходных частях конденсационных турбин.

Разность температур стенок и фланцев турбинных корпусов, создаваемая в различных сечениях и на разных расстояниях от поверхностей, омываемых паром, так же, как и резкие колебания температур при пусках, остановках или изменениях режимов, в корпусах турбин вызывают действия температурных напряжений. Кроме того, действующими силами корпуса являются его масса вместе с массой изоляции, клапанов труб и прочих деталей, размещенных внутри него.

Таким образом, конструкция корпуса определяется многими факторами, главными из которых являются назначение и тип турбины, режимные условия работы, начальные и конечные параметры пара, промежуточные перегревы пара, размеры проточной части, возможности технологии его изготовления и т. д. В зависимости от параметров пара существует условное деление на корпусы сверхвысокого, высокого, среднего и низкого давления.

Преобладающее большинство корпусов аксиальных турбин имеют горизонтальный разъем фланцев, что обеспечивает удобство сборки и разборки турбины, а также замер осевых и радиальных зазоров между деталями ротора и статора. Фланцы горизонтального разъема соединяются болтами или шпильками.

Во многих корпусах турбин для упрощения отливки цилиндра и экономии металла применяются фланцы с вертикальным разъемом. Соединение по вертикальным разъемам может быть болтовое или сварное. Наличие вертикальных разъемов позволяет унифицировать отдельные части цилиндра для турбин различных мощностей и типов (конденсационных, с противодавлением, с регулируемыми отборами пара на теплофикацию и промышленные нужды) в основном для серии с одинаковыми начальными параметрами пара.

Конструкция корпуса делается максимально симметричной, простой, жесткой и герметически плотной.

При высоких температурах пара цилиндры изготовляются из легированных сталей, а при пониженных — из слаболегированных, углеродистых или чугуна.

При изготовлении корпуса турбины материал распределяется по возможности равномерно для того, чтобы избежать внутренних напряжений, пористости и раковин при отливке цилиндра, а также концентрации термодинамических напряжений вследствие изменения параметров пара при пуске и различных режимах работы турбины.

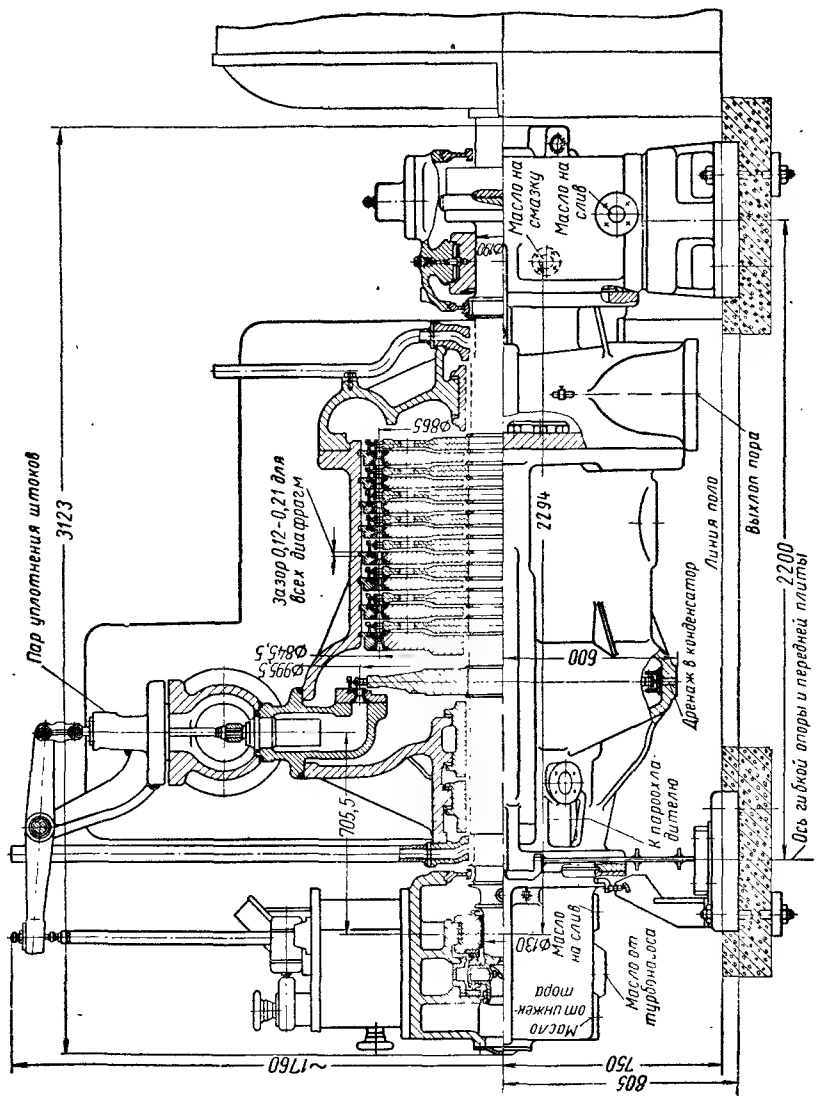
Для обеспечения надлежащей прочности, жесткости, сохранения формы и плотности соединений в корпусах турбин во время работы и транспортировки при конструировании стремятся плоские стенки заменить цилиндрическими или сферическими, а фланцевые соединения — сварными или резьбовыми.

Наибольшую трудность представляет обеспечение герметичности горизонтального разъема. В цилиндрах высокого давления она достигается горячей затяжкой болтов и шпилек, при которой в этих деталях создаются упругие напряжения, обеспечивающие надлежащую плотность соединения. В цилиндрах низкого давления производится холодная затяжка болтов.

Конструкция соединения цилиндров турбины с фундаментными рамами и с корпусами подшипников должна обеспечивать сохранение центровки турбины во всех направлениях от тепловых расширений имеющих место при изменении режимов работы, при пуске и останове.

Пароподводящие и пароотводящие трубы не должны передавать на корпус свои температурные деформации.

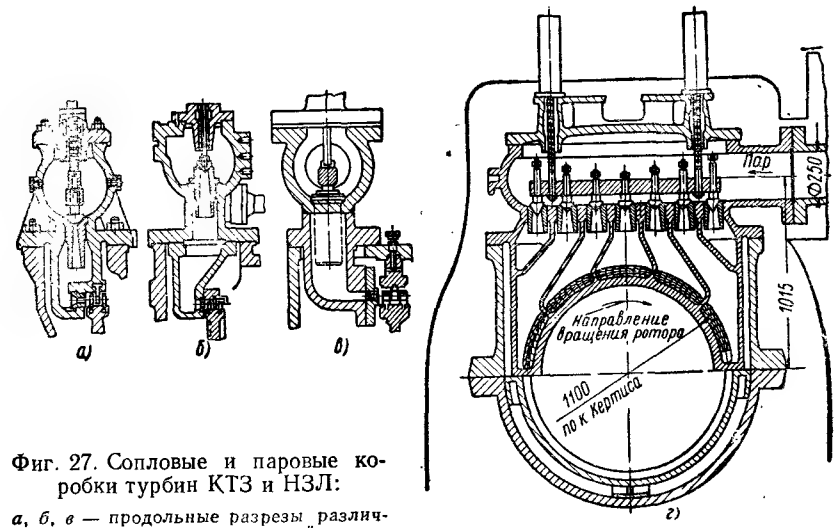
На фиг. 26 представлена современная турбина Калужского турбинного завода (КТЗ) типа Р-6-35/5 с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С с противодавлением $p_{к_{абс}} = 4{,}9$ *бар* ($p_к = 5$ *ата*) и $N_э = 6000$ *квт*.



Фиг. 26. Продольный разрез турбины типа Р-6-35/5 (АР-6-5) Калужского турбинного завода (КТЗ).

В аксиальных турбинах на данные параметры пара цилиндры отливаются одностенными ц. в. д. из слаболегированной стали, а ц. н. д. из чугуна. Для упрощения отливки сопловая и паровая коробки отливаются отдельно от цилиндра, а затем прибалчиваются или привариваются к нему.

Различные варианты сопловых и паровых коробок турбин КТЗ и НЗЛ показаны на фиг. 27. Разница их конструкции заключается в методе соединения сопловой и паровой коробкой и в соединении их с цилиндром.



Фиг. 27. Сопловые и паровые коробки турбин КТЗ и НЗЛ:

а, б, в — продольные разрезы различных вариантов; *г* — поперечный разрез.

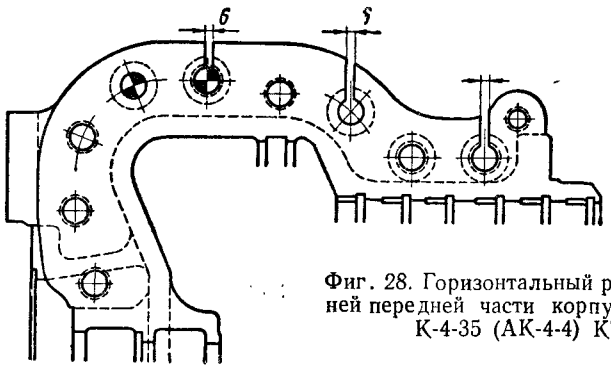
Более сложной в отливке является вариант *а* — паровая и сопловая коробки отливаются как одна деталь. Из вариантов *б* и *в* надо считать наиболее надежным сварное соединение деталей паровпуска между собой и с корпусом турбины (вариант *в*).

Для турбин малых мощностей особенно важна дешевизна изготовления, которая достигается на НЗЛ и КТЗ изготовлением общей паровой коробки, в которой на стальной поперечной балке свободно подвешены регулирующие клапаны (фиг. 27, *г*). Здесь поперечная балка подвешена на двух штоках, наружные концы которых соединены через систему рычагов со штоком сервомотора. Регулирующие клапаны в турбинах КТЗ и НЗЛ унифицированы, и поэтому при различных расходах пара, т. е. мощности, и типах турбин изменяется лишь их количество.

Для улучшения условий прогрева цилиндра в турбинах КТЗ на фланцах горизонтального разъема в районе регулирующей и первых ступенях давления изготовляются компенсационные пазы (фиг. 28).

Цилиндры низкого давления (выхлопные патрубки) этих типов конденсационных турбин отечественными заводами изготовляются чугунными литыми, так как чугун обладает высокой жидкотекучестью, определяющей хорошее заполнение сложных форм при достаточной толщине стенок и сравнительно небольших габаритах выхлопных патрубков.

Плотность горизонтального разъема цилиндров турбин с начальными параметрами пара до $p_{0_{абс}} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С обеспечивается холодной затяжкой болтов и шпилек ключами или специальными гайковертами вручную, с приложением момента 490—980 *н/м* (50—100 *кГм*) в зависимости от усилия затяжки.



Фиг. 28. Горизонтальный разъем нижней передней части корпуса турбины К-4-35 (АК-4-4) КТЗ.

Очень важным вопросом при конструировании цилиндров турбин различных начальных и конечных параметров пара является обеспечение его жесткости. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

Вследствие наравномерного охлаждения верхней и нижней частей после останова турбины происходит «выгибание» (прогиб вверх) цилиндра, так как нижняя часть корпуса охлаждается быстрее верхней. Появление разности температур верхней и нижней частей корпуса объясняется конвективными паровоздушными течениями внутри турбины, худшей теплоизоляцией снизу, чем сверху, и отводом тепла по присоединенным снизу паропроводам отборов.

Обычно максимальная разность температур в турбинах в зависимости от конструкции и параметров пара наступает примерно через 4—12 *ч* после останова.

Выгиб цилиндра приводит к изменению радиальных зазоров и может привести к задеваниям в уплотнениях при пуске турбины. Если разность температур верха и низа корпуса достаточно велика, то пуск турбины не разрешается.

Для различных турбин величина допустимой разности температур верха и низа турбины различна и колеблется в пределах 25—50° С. В целях ее уменьшения в некоторых отечественных турбинах

применяется электрический обогрев нижней части корпуса или в двухстенной конструкции корпуса [37] паровой обогрев нижней половины наружного цилиндра.

При исследовании ВТИ пусков турбины типа К-100—90 (ВК-100-2) ЛМЗ было установлено, что в зоне регулирующей ступени каждые 10° С разности температур приводят к изменению радиального зазора в уплотнении (выгибу цилиндра) на 0,1 *мм*. Следует ожидать, что в зоне средних ступеней, равноудаленных от опорных подшипников, выгиб цилиндра больше, чем в зоне регулирующей ступени. После пуска турбины разность температур верха и низа цилиндра по мере прогрева постепенно исчезает, соответственно пропадает выгиб корпуса, вызванный этой разностью температур.

Точного аналитического расчета допустимой разности температур верха и низа цилиндра для принятых радиальных зазоров между неподвижными и вращающимися деталями до настоящего времени не существует.

Это объясняется сложной конфигурацией цилиндра, изменением температур по длине и различными тепловыми режимами остывания корпуса.

Упрощенное аналитическое решение допустимой разности температур верха и низа цилиндра дано в работе [14]. В этом случае цилиндр схематизируется как балка, выгибаемая по дуге окружности в вертикальной плоскости под влиянием различного сверху и снизу нагрева. Горизонтальная ось балки принимается как ось в плоскости разъема фланцев цилиндра.

В конечном итоге приближенное выражение температурного перепада верха и низа цилиндра будет

$$\Delta t = \frac{8Hd}{\alpha L^2}, \qquad (1)$$

где L — длина балки (цилиндра);
d — средний диаметр цилиндра;
α — коэффициент линейного расширения металла;
$\Delta t = t_в - t_н$ — перепад температур верха и низа цилиндра;
H — выгиб цилиндра на середине его длины.

Например, для ц. в. д. турбины К-150-170 (СВК-150) ЛМЗ имеем $d = 1840$ *мм*, $L = 4110$ *мм*, $\alpha = 13{,}6 \cdot 10^{-6}$ *мм/мм·°* С.

Величина допустимого выгиба цилиндра равна минимальному радиальному зазору в диафрагменных уплотнениях $H = 0{,}5$ *мм*.

Допустимая разность температур верха и низа корпуса этой турбины, подсчитанная по уравнению (1), определится так:

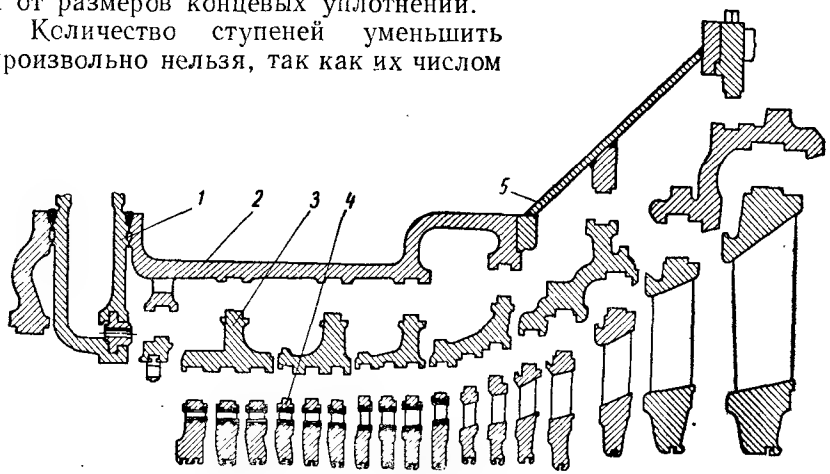
$$\Delta t = \frac{8 \cdot 0{,}5 \cdot 1840}{13{,}6 \cdot 10^{-6} \cdot 4110^2} = 32° \text{ С}.$$

После первого периода пробной эксплуатации своей турбины ЛМЗ принял предельный допустимый температурный перепад верха и низа цилиндра 25° С.

Сопоставляя эту величину с расчетной, можно заключить, что она является обоснованной.

Из приближенного уравнения (1) следует, что Δt при $H = \text{const}$ может быть принят тем бо́льшим, чем больше отношение $\frac{d}{L^2}$. Другими словами, с увеличением диаметра и уменьшением длины цилиндра увеличивается его жесткость. Активная длина цилиндра зависит от количества ступеней их осевых размеров и от размеров концевых уплотнений.

Количество ступеней уменьшить произвольно нельзя, так как их числом



Фиг. 29. Проточная часть статора паровой турбины К-50-90 (ВК-50-1) ЛМЗ:

1 — сопловая коробка; *2* — цилиндр высокого давления; *3* — промежуточные обоймы; *4* — диафрагмы; *5* — цилиндр низкого давления.

определяется получение высокого к. п. д. турбины, а осевые размеры их деталей — условиями прочности.

Длина концевых уплотнений зависит от их конструкции и давления пара перед ними, так как степень дросселирования находится в основном в прямой зависимости от числа уплотнительных гребней.

Для получения приемлемого отношения $\frac{d}{L^2}$ увеличивают средний диаметр цилиндра путем установки диафрагм в обоймах (фиг. 29). Такое конструктивное решение, кроме увеличения жесткости корпуса, создает возможность упрощения конфигурации корпуса, приближения его формы к симметричной цилиндрической, чем достигается выравнивание масс металла цилиндра.

В одну обойму устанавливаются диафрагмы нескольких ступеней, в которых общий тепловой перепад небольшой, а значит, и происходящие изменения температур и давлений небольшие. Обоймы диафрагм омываются со всех сторон паром и не имеют массивных фланцев горизонтального разъема, вследствие чего они

прогреваются быстрее цилиндра. Обычно обоймы выполняются литыми.

Способ установки обойм в корпусе подобен способу установки диафрагм в обоймах или в цилиндре (см. § 15).

Установка обойм в корпусе обеспечивает свободу их теплового расширения в осевом и в радиальном направлениях.

Таким образом, с применением обойм повышается способность турбины к быстрому выравниванию температур с малым изменением осевых зазоров между ротором и диафрагмами турбины.

Применение промежуточных обойм создает возможность унифицировать корпусы или их части, а также и диафрагмы паровых турбин различных мощностей и типов (конденсационных, с противодавлением и с регулируемыми отборами пара) с одинаковыми начальными параметрами пара. Иногда унификация этих деталей может быть распространена и на турбины с различными начальными параметрами пара.

Применение промежуточных обойм в части низкого давления создало возможность изготовить корпус ц. н. д. сварной конструкции.

На начальные параметры пара $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*) $t_0 = 500°$ С и даже несколько выше (фиг. 29).

ЛМЗ, УТМЗ и зарубежные фирмы изготовляют турбины с одностенным корпусом. Цилиндры высокого давления этих турбин имеют довольно толстые стенки, сравнительно небольшие габаритные размеры, массивные фланцы горизонтального разъема с крепежом больших диаметров. При прогреве таких турбин в стенках корпуса могут возникнуть высокие температурные напряжения, значения которых увеличиваются в местах концентрации напряжений, обусловленных сложностью формы корпуса.

Величина термических напряжений в стенке корпуса зависит от разности температур и от закона распределения температуры по поверхности и толщине ее (фиг. 30).

Между внутренней поверхностью стенки, омываемой острым паром, и нейтральной осью возникают сжимающие напряжения, а между нейтральной осью и холодной наружной поверхностью — растягивающие.

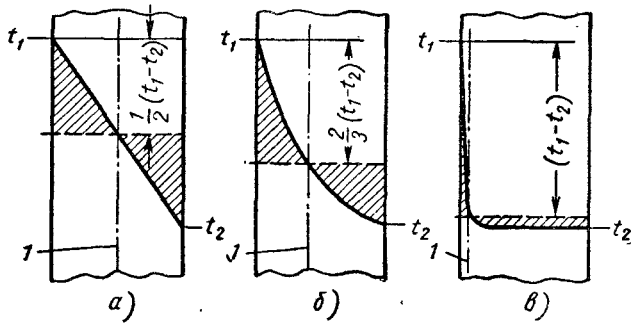
Для данного материала тепловые напряжения зависят от разности температур, которая, в свою очередь, зависит от толщины стенок, так как большая толщина стенок приводит к большей разности температур.

Характер изменения температур в значительной мере также обусловливает величины напряжений. Он находится в прямой зависимости от скорости прогрева, т. е. чем больше скорость прогрева, тем резче будут изменения температур и тем ближе нейтральная ось располагается к внутренней поверхности стенки, что в ко-

нечном итоге приводит к высоким значениям опасных сжимающих напряжений (фиг. 30). Величины максимальных сжимающих напряжений на поверхностях стенок можно подсчитать с достаточной точностью по уравнению

$$\sigma_t = A \frac{\alpha E}{1-\mu}(t_1 - t_2), \qquad (2)$$

где α — коэффициент линейного расширения стали;
E — модуль упругости;
μ — коэффициент Пуассона;
t_1 и t_2 — температуры внутренней и наружной поверхностей;
A — коэффициент распределения температур; по законам линейного $A = {}^1/_2$, параболического $A = {}^2/_3$, гиперболического $A = 1$.



Фиг. 30. Распределение температур по толщине пластины:
а — линейное; *б* — параболическое; *в* — гиперболическое; *1* — нейтральная ось.

Параболический закон распределения температур показан на фиг. 30, *б*, характерен для многих частей корпуса турбины во время пуска. Гиперболический закон изменения температур (фиг. 30, *в*), вероятно, характерен для наиболее горячих частей турбины в зонах паровпуска и первой ступени.

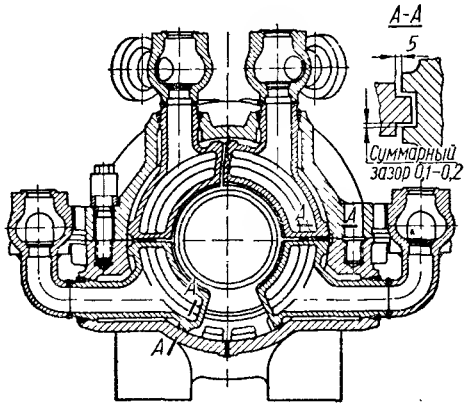
Рекомендуется вести пуск так, чтобы скорость повышения температуры металла деталей турбины из перлитных сталей не превышала 240—278 *град/ч*, т. е. около 4—4,6 *град/мин*, и была равномерной.

Наиболее опасными зонами в отношении температурных напряжений являются несимметричные части турбины, подверженные воздействию высоких и наиболее резко меняющихся температур. К ним в первую очередь относятся сопловые камеры.

Изменение температур металла сопловых камер происходит в результате изменения температуры свежего пара или в результате того, что при открытии клапана в сопловую камеру внезапно поступает свежий пар, имеющий температуру, отличную от температуры этой камеры. Кроме того, скорости пара здесь довольно велики и коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности сопловой камеры высок. К тому же относительно сложная форма сопловой камеры неизбежно вызывает концентрацию напряжений.

На фиг. 31 показан поперечный разрез по паровпуску, типичной конструкции турбины ЛМЗ с начальными параметрами пара $p_{0абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 500°$ С.

Паровые, сопловые коробки и корпус отлиты отдельными деталями, а затем сварены между собой. Под действием параметров свежего пара находится паровая коробка, а сопловые коробки — под действием разности температур и давлений пара, за регулирующими клапанами и пара в корпусе турбины после расширения его в соплах двухвенечной регулирующей ступени. При расчетном режиме в камере регулирующей ступени будет давление примерно $p_{абс} = 49$ *бар* (50 *ата*) и температура 410° С.



Фиг. 31. Поперечный разрез турбины К-50-90 (ВК-50) ЛМЗ по сопловым сегментам.

Если сопловые камеры выполнены в виде отдельных сопловых коробок с относительно тонкими, легко прогреваемыми стенками, то они исключают появление больших температурных градиентов. Тонкие стенки, не имеющие непосредственной связи друг с другом и с массивным корпусом, в случае неравномерного прогрева допускают небольшие деформации коробок, при этом каждая из них может расширяться самостоятельно. Относительно цилиндра турбины сопловые коробки в осевом направлении фиксируются шпонками, которые являются направляющими при их расширении по окружности и в радиальном направлении (см. сеч. *АА* на фиг. 31).

Пуск турбины до синхронизации, осуществляемый пусковым вентилем на сводке главной задвижки при полностью открытых регулирующих клапанах и расположении сопел равномерно по окружности (фиг. 31), обеспечивает более равномерный прогрев верхней и нижней половин корпуса.

Одной из основных задач изготовления корпусов ц. в. д. мощных турбин с повышенными начальными параметрами пара является проблема фланцевого соединения горизонтального разъема. Объясняется это тем, что с ростом параметров пара на фланцевое соединение действуют значительные нагрузки от давления пара,

а с ростом температур понижаются допускаемые напряжения в болтовом соединении.

Для уменьшения шага шпилек и приближения шпильки к стенке цилиндра обычно делаются колпачковые гайки с уменьшенным шестигранником под торцовый ключ, или с внутренним шестигранником. Для удобства затяжки применяются сквозные шпильки, снабженные гайками с обеих сторон.

В тех местах, где это осуществить конструктивно невозможно, например, из-за близко расположенных трубопроводов и т. п. шпильки вворачивают в нижний фланец. Иногда под гайки шпилек (см. фиг. 35, *а*) устанавливают высокие втулки, которые предназначены для увеличения длины шпильки. Благодаря этому уменьшаются тепловые напряжения в шпильках, возникающие за счет разности температур между фланцем и шпилькой в период прогрева при нагрузке турбины; при этом относительное удлинение шпильки удерживается в пределах упругости материала.

Плотность горизонтального разъема цилиндров высокого давления достигается горячей затяжкой шпилек (болтов) большого диаметра (примерно с М52), когда холодная затяжка весьма затруднительна. В шпильках при затяжке должно быть создано начальное напряжение, достигающее 294—392 *Мн/м*² (3000—4000 *кГ/см*²), так как весь крепеж для сборки турбин изготовляется из легированных сталей.

Для нагрева шпилек в них и колпачковых гайках в зависимости от диаметра, длины и материала рассверливают центральные отверстия диаметром 18—30 *мм*. Нагрев шпилек осуществляется при помощи различных приборов. В нагревательном приборе ХТГЗ (фиг. 32, *а*) промежуточным теплоносителем является воздух с давлением $p_{абс} = 2{,}9 \div 3{,}9$ *бар* (3—4 *ата*), нагретый до 250—300° С.

В змеевике *2* (фиг. 32, *а*) воздух нагревается пламенем автогенной горелки *1* и поступает в дырчатую трубку *3*, вставленную в отверстие шпильки. Горячий воздух, выходящий из равномерно распределенных по длине и окружности отверстий трубки *3*, прогревает шпильки *4*, благодаря чему предотвращается местный перегрев металла.

В электропневматическом болтонагревателе конструкции ЛМЗ промежуточным теплоносителем служит также сжатый воздух, который нагревается двумя электрическими элементами, расположенными в корпусе болтонагревателя. Недостатком рассмотренных приборов для нагрева болтов и шпилек является недостаточно высокая температура подогрева воздуха 250—300° С.

При такой температуре воздуха для шпилек больших диаметров (64—140 *мм*) время прогрева длится 15—40 *мин*, вследствие чего эффект прогрева шпилек снижается, так как при такой длительности прогрева успевает прогреваться и фланец.

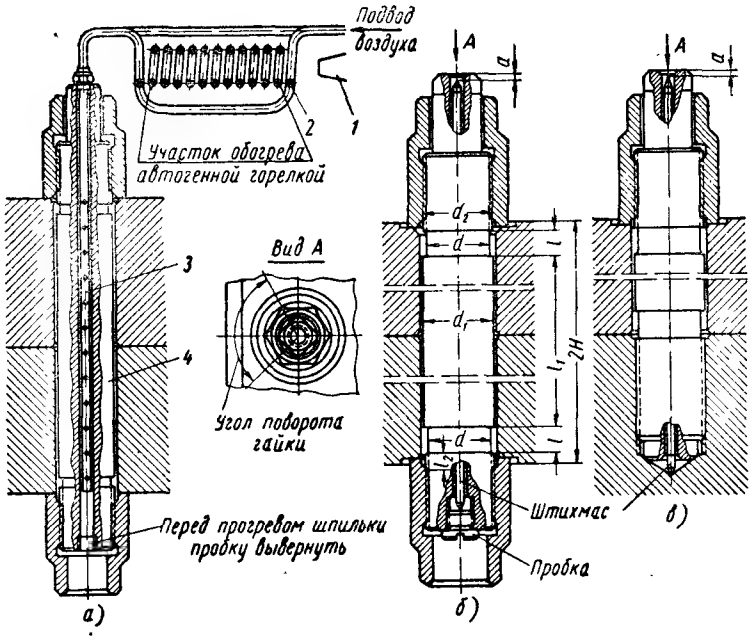
Значительно лучше эта задача решается при применении газового нагревателя эжекторного типа, разработанного Свердловским

турбомоторным заводом в виде поверхностно-смешивающего теплообменника (фиг. 33).

По данным завода ориентировочное время прогрева шпилек под затяжку этим нагревателем составляет:

диаметр шпилек в *мм*	140	120	100	90	76	64
время нагрева в *мин*	8—11	6—8	5—7	4,5—6	3,5—4,5	3—4

Иногда для нагрева шпилек и болтов применяют водородно-кислородные горелки с открытым пламенем, направляемым в от-



Фиг. 32. Прибор для нагрева болтов и шпилек в турбинах ХТГЗ:

а — схема болтонагревателя; *б* и *в* — замер шпилек.

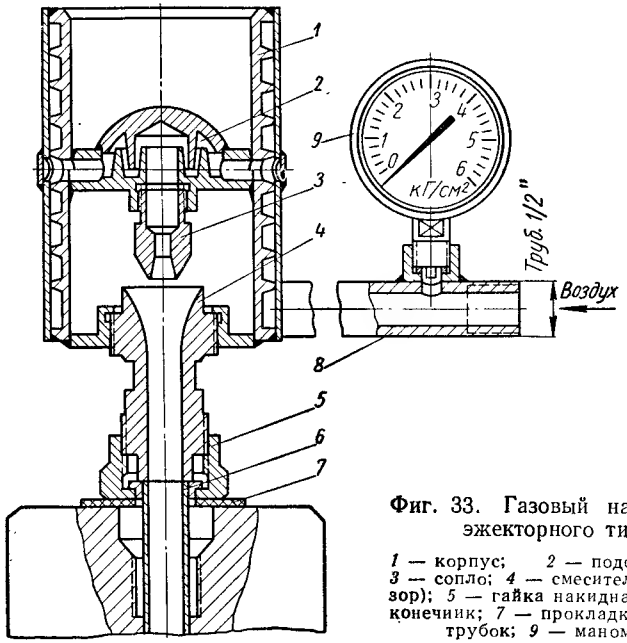
верстие шпильки. В этом случае для выхода газов в шпильках, вворачиваемых в нижний фланец, необходимо предусмотреть сквозное отверстие во фланце. Замена водорода ацетиленом для этой цели недопустима вследствие высокой температуры (3200° С) ацетилено-кислородного пламени.

В последнее время на ЛМЗ разработаны новые прогрессивные типы нагревателей для затяга крупного крепежа: карборундовый нагреватель* и трубчатый радиационный нагреватель**.

* Левченко Б. Л. Затяг крупного крепежа с помощью карборундовых нагревателей. «Энергомашиностроение», 1962, № 9.

** Левченко Б. Л. и Маховко Ю. Е. Трубчатые нагреватели для затяга крупного крепежа. «Энергомашиностроение», 1963 № 11.

Вначале производится холодная затяжка шпильки для обжатия фланцев, т. е. до доведения поверхностей фланцев до контакта, при этом излишняя мастика выжимается. Затем производится нагрев шпилек и болтов до тех пор, когда можно будет легко повернуть гайку на определенный угол или дугу затяжки. Тепловая затяжка шпилек способствует сборке и разборке соединения без заедания в резьбе, и при ней отсутствуют в шпильке напряжения кручения.



Фиг. 33. Газовый нагреватель эжекторного типа:

1 — корпус; *2* — подогреватель; *3* — сопло; *4* — смеситель (диффузор); *5* — гайка накидная; *6* — наконечник; *7* — прокладка; *8* — патрубок; *9* — манометр.

Поворотом гайки при тепловой затяжке на определенный угол после охлаждения достигают упругого удлинения шпильки Δl, зависящего от длины шпильки и напряжения начального затяга.

Величина Δl определяется из фиг. 32, *б* по формуле

$$\Delta l = \frac{\sigma_0}{E_{шt}}\left(2l + l_1\frac{f}{f_1} + 2l_2\frac{f}{f_2} + 2l_3\frac{f}{f_3}\right),$$

а угол поворота гайки (фиг. 32, *б*)

$$\varphi = \frac{360}{h_p}\left(\Delta l + \sigma_0\frac{2H}{E_{фt}}\cdot\frac{f}{f_ф}\right).$$

В этих формулах:

σ_0 — начальное напряжение в шпильке при рабочей температуре (см. § 11);

$E_{шt}$, $E_{фt}$ — модули упругости материала шпильки и фланца при рабочей температуре;

l, l_1, l_2 — длины соответствующих частей шпильки, площади сечений которых f, f_1, f_2;

$2l_3 = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{5}\right)(h_1 + h_2)$ — расчетная длина шпильки на участке свинчивания;

h_1, h_2 — длины свинчивания в гайках;

h_p — шаг резьбы;

H — высота фланца.

Последний член в формуле для определения удлинения шпильки учитывает деформацию шпильки в пределах длины свинчивания в гайках.

В формуле для определения угла поворота гайки не учитывается деформация в резьбе пары гайки-шпильки, а также деформация поверхностей торца гайки и плоскости подрезки фланца. Это обстоятельство приводит к тому, что расчетный угол поворота гайки отличается от требуемого. Как показали исследования ХТГЗ, по установлению режима прогрева и затяжки шпилек горизонтального разъема наружного корпуса ц. в. д. турбины К-300-240, действительный угол, обеспечивающий расчетное удлинение и напряжение в шпильках, должен быть в 1,2—1,5 раза больше расчетного.

Кроме того, трудность точного определения податливости фланца (см. второй член в формуле для расчета угла φ) из-за сложной его конфигурации также вносит ошибку в определение расчетного угла поворота гайки.

Например, для турбин ЛМЗ с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* (90 *ата*), $t_0 = 500°$ С удлинение болта или шпильки, на которое они должны быть растянуты при затяжке, принимается равным $(0{,}0015—0{,}0018)\cdot l'$.

Длина шпильки l', вворачиваемой в нижний фланец, принимается равной толщине верхнего фланца, а длина сквозной шпильки или болта l' — толщине обоих фланцев, причем значение удлинения $0{,}0018l'$ относится к шпилькам диаметром 120 *мм*, а меньшее до $0{,}0015l'$ — к меньшим диаметрам шпилек.

В паровых турбинах, кроме замера угла поворота гайки (наиболее распространенного метода контроля затяжки шпилек), замеряют также удлинение шпильки. Последний метод особенно важен для фланцевых соединений ц. в. д. турбин с высокими начальными параметрами пара. Простейшее приспособление для замера удлинения шпильки, представленное на фиг. 32, состоит из штихмаса, пробки и индикатора для замера размера a между торцами шпильки и штихмаса до и после затяжки.

Вначале в холодном состоянии шпилька затягивается приложением момента 490—980 *н·м* (50—100 *кГм*), которым поверхности

фланцев доводятся до контакта с выжимом излишней мастики. При этом по разъему щуп 0,05 *мм* не должен проходить.

При затяжке фланцевого соединения наносятся риски на гайке и фланце и отмеряется угол в направлении, противоположном заворачиванию, на который следует довернуть гайку при горячей затяжке шпильки. При этом на гайке наносится вторая риска. Прогрев шпильки производится до тех пор, пока зазор между торцом гайки и плоскостью подрезки достигнет требуемого значения, как, например, для турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ, указанного в табл. 5. Затем гайка легко поворачивается на заданный угол до совмещения рисок на гайке и фланце.

Таблица 5

Данные по затяжке шпилек фланцев горизонтального разъема ц. в. д. турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ

Корпус ц. в. д.	Шпилька	Длина шпильки	Угол поворота гайки после нагрева шпильки (*град*)	Зазор между торцом гайки и плоскости фланца после нагрева шпильки (*мм*)	Удлинение шпильки (*мм*)	Схема замера на фиг. 32
Внутренний	1М115	710	70	0,9	Не замеряется	
	1М85	645	70	0,9		
	1М85	440	25	0,3		
Наружный	1М140	1265; 1280	210	2,5	1,3—1,4	б
	1М140	1025; 985	90	1,1	0,7—0,75	в
	1М85	970; 982	150	1,8	1,0—1,1	б
	1М64	550	60	0,8	Не замеряется	

На остывших шпильках замеряется величина *а* (см. фиг. 32) и подсчитывается деформация шпильки. При недостаточном или чрезмерном удлинении шпилька заново прогревается и в той же последовательности производится повторная затяжка.

Следует заметить, что простейшее приспособление для замера удлинения шпилек, приведенное на фиг. 32, не дает точных результатов, особенно для шпилек с глухими центральными отверстиями, так как при монтаже в них попадает грязь.

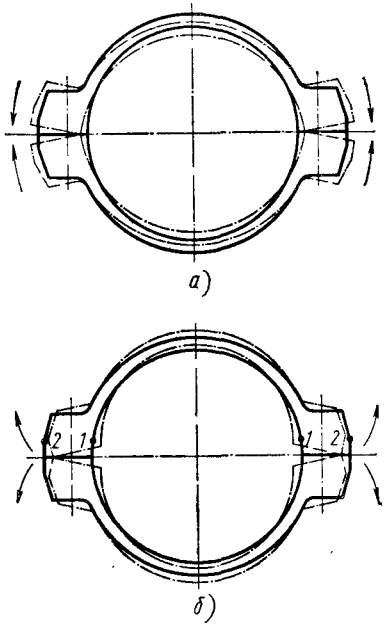
В настоящее время на ХТГЗ разработано более совершенное приспособление типа штангеля с короткими губками и микрометрической головкой.

Перед отворачиванием гаек шпильки нагреваются до образования зазора между торцом гайки и плоскостью подрезки не менее 0,05 *мм*, и только после этого отворачивается гайка.

Для устранения заеданий в резьбовом соединении при затяжке и разборке применяются материалы различной твердости для шпилек и гаек; крупные резьбы и гарантированный зазор, в котором имеется слой смазки. Для устранения заеданий за счет сращивания окисных пленок в зазорах между шпилькой и гайкой, работающих при высоких температурах, в целях уменьшения коэффициента трения резьба шпилек перед наворачиванием гаек смазывается дисульфидмолибденовой смазкой (46% глицерина и 54% дисульфидмолибдена — в весовом соотношении) или графитомедистой смазкой (60—70% глицерина, 10—25% порошковой меди, 15—20% чешуйчатого графита — в весовом соотношении).

Горизонтальный разъем турбины смазывается мастикой толщиной слоя 0,2—0,5 *мм*, состоящей из мелкого порошка чешуйчатого графита на вареном масле, по консистенции соответствующей густым сливкам.

Фланцы горизонтального разъема цилиндров высокого давления являются также опасной зоной в отношении тепловых напряжений при прогреве турбины. При этом большие разности температур могут возникнуть по ширине фланцев из-за значительной разности их ширины и толщины стенок цилиндра. Распределение температур по ширине фланцев имеет параболическую форму, показанную на фиг. 30, *б*.



Фиг. 34. Деформация цилиндра высокого давления турбины при пуске:

а — в случае превышения температур внутри корпуса; *б* — в случае превышения температур снаружи фланцев.

Следует иметь в виду, что фланцы нельзя рассматривать как плоскую пластину, защемленную по краям. Эти разности температур вызывают появление больших тепловых напряжений, которые могут привести к короблениям горизонтального разъема, к нарушению его плотности, т. е. могут вызвать пропаривание горизонтального разъема, и привести к недопустимым изменениям радиальных зазоров между деталями ротора и статора турбины.

Форма фланцев проста, поэтому местная концентрация тепловых напряжений исключается. О величине этих напряжений судят косвенно по разности температур внутренней и наружной поверхностей фланцев в точках *1* и *2* (фиг. 34).

При прогреве турбины фланцы горизонтального разъема остаются более холодными, нежели стенки цилиндра; при этом внутренние слои фланцев прогреваются быстрее, чем наружные.

Внутренние слои фланцев, расширяясь, в наружных вызывают сжатие, в результате чего в цилиндре происходит деформация, показанная на фиг. 34, *а*. В этом случае радиальные зазоры в турбине сверху и снизу уменьшаются, а слева и справа увеличиваются.

Допустимой считается разность температур по ширине фланцев до 140° С в точках *1* и *2*.

Горизонтальные фланцы корпусов турбин имеют большие массы металла, а шпильки и болты в известной степени термически изолированы воздушными прослойками по длине зазора между фланцем и шпильками или болтами. Тепло к сквозным шпилькам передается от фланцев через гайку и затем вдоль резьбы. Частично тепло поступает и путем радиации в зазор между фланцем и шпилькой.

Создаваемая разность температур зависит от скорости прогрева, определяемой в основном разностью температур пара и металла. Шпильки, ввернутые во фланец, прогреваются лучше болтов, входящих во фланец с зазором. Ввернутая часть шпильки при более плотном соприкосновении с фланцем вдоль резьбового соединения на изменение температуры фланцев будет лучше реагировать.

С прогревом фланцев растет разность температур от фланцев к шпилькам и болтам. При этом растягивающие напряжения в шпильках и болтах и напряжения сжатия на внутренней поверхности разъема увеличиваются настолько, что могут вырасти до недопустимой величины, вплоть до нарушения плотности горизонтального разъема, или приводят к обрыву шпилек или болтов. Следует отметить, что болты и шпильки имеют то преимущество, что их расчетные напряжения должны учитывать температуры полностью прогретой турбины, когда температура их возрастает и механические свойства материала, болтов и шпилек по этой причине падают.

Допустимая разность температур Δt фланцев и шпилек (болтов) достигает 50° С, но для разных турбин она различна. Например, для турбин ЛМЗ с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 500$° С Δt достигает 40° С, для турбин (СВК-150) К-150-170 Δt достигает 25° С.

Для снижения разностей температур до минимума по ширине фланцев горизонтального разъема между фланцами и шпильками в турбинах с повышенными параметрами пара применяется паровой обогрев фланцев и шпилек (или болтов). Кроме того, обогрев фланцев при пуске уменьшает относительное расширение ротора и статора, т. е. уменьшает изменение осевых зазоров в проточной части, что также благоприятствует ускорению пуска турбин.

Пар для обогрева фланцев и шпилек (или болтов) может отбираться из камеры регулирующей ступени, из передних концевых уплотнений или подаваться из паропровода свежего пара. В первых двух случаях температура греющего пара меняется с изменением нагрузки турбины в той же закономерности, что и температура пара внутри турбины. Поэтому точного регулирования расхода греющего пара не требуется, и при быстром изменении нагрузки температура фланцев и шпилек или болтов приближается к температуре корпуса турбины. При подаче греющего пара из магистрали свежего пара необходимо постоянно контролировать обогрев и регулировать расход греющего пара.

Если за счет обогрева фланцы имеют более высокую температуру, чем стенки цилиндра, то он будет деформироваться так, как показано на фиг. 34, *б*, с увеличением верхнего и нижнего происходит уменьшение боковых радиальных зазоров.

Кроме того, за счет обогрева фланцев могут возникнуть разности температур верхних и нижних, правых и левых фланцев, чем будет вызван выгиб цилиндра в горизонтальной плоскости.

Для увеличения теплопередачи от фланцев к шпилькам и болтам рекомендовалось заполнять кольцевые зазоры между шпильками (или болтами) и фланцами металлическими опилками (например, алюминиевыми) или теплопроводящей мастикой. Однако подобные рекомендации не нашли применения из-за технологических трудностей.

Обогрев фланцев может быть внутренний, наружный и смешанный. На фиг. 35, *а* показана схема внутреннего обогрева шпилек и фланцев с подводом греющего пара по продольному пазу, в горизонтальном разъеме корпуса. С пазом соединяются все отверстия под шпильки, благодаря чему греющим паром обогреваются как фланцы, так и шпильки.

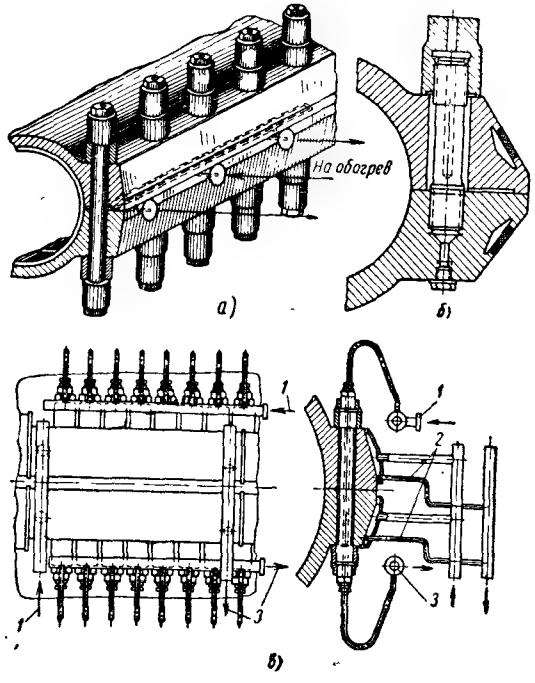
На фиг. 35, *б* представлен смешанный обогрев фланцев и шпилек, где внутренний обогрев подобен описанному выше, а для наружного обогрева фланцев в них сделаны выемки, которые снаружи закрываются листом, образуя каналы для прохода греющего пара.

В отечественных современных турбинах с начальными параметрами пара выше $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* (90 *ата*), $t_0 = 500$ С применяется обогрев фланцев и шпилек горизонтального разъема цилиндров высокого и среднего давления. В последнем случае обогрев применяется в турбинах с повышенными начальными параметрами с промежуточными перегревами пара.

На фиг. 35, *в* представлена конструктивная схема обогрева фланцев и шпилек горизонтального разъема турбин ХТГЗ.

В систему обогрева поступает дросселированный острый пар, а из нее пар направляется в паропровод последнего отбора. К фланцам и шпилькам осуществлена раздельная подача греющего пара, что позволяет регулировать скорость их прогрева. Обогревающий пар проходит через центральное отверстие в шпильках. Для обогрева фланцев к их боковым поверхностям приварены коробки толщиной 4 *мм*.

При увеличении начальных параметров пара свыше $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* (90 *ата*), $t_0 = 500°$ С остро встает проблема толщины стенок цилиндров высокого давления и их фланцевого соединения с горизонтальным разъемом. Толщина стенок, размеры фланцев и шпилек выбираются в зависимости от напряжений, возникающих



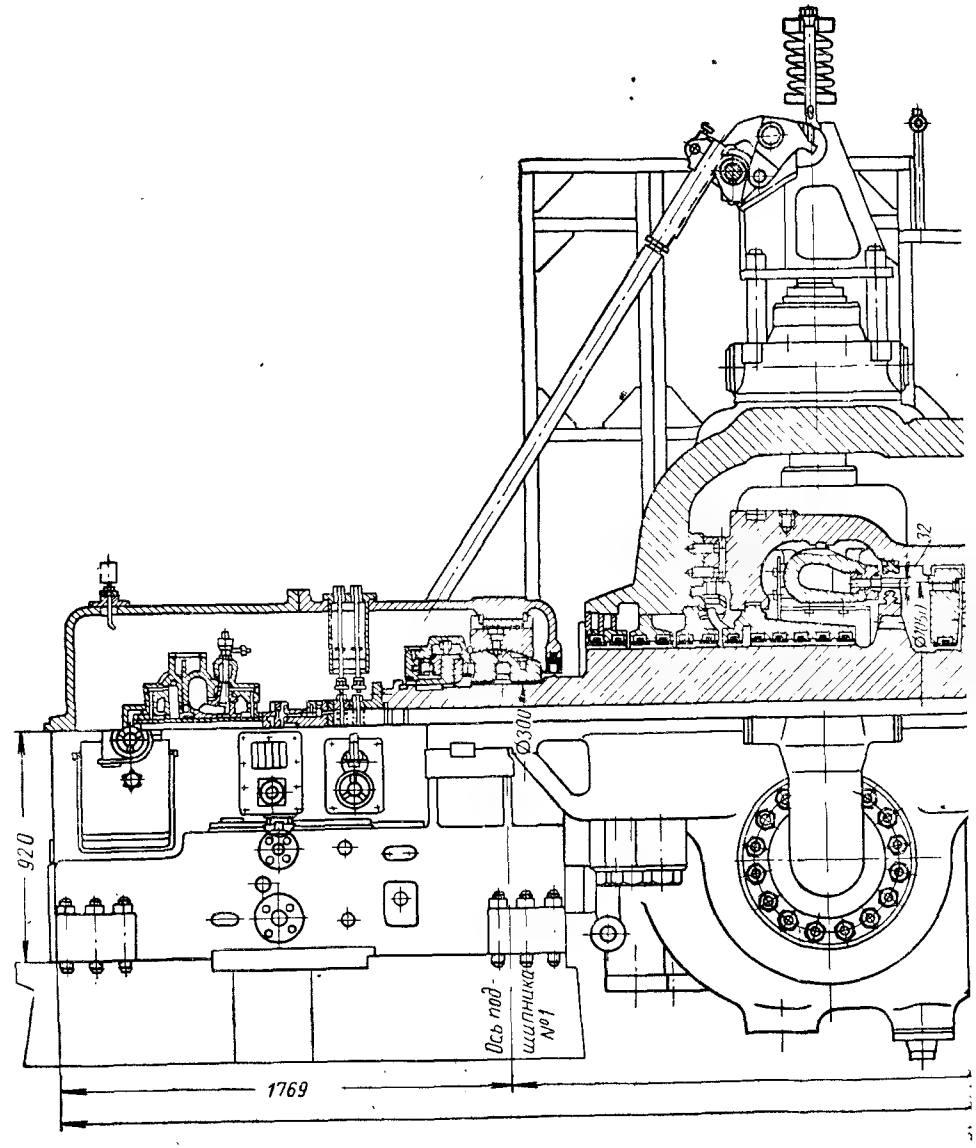
Фиг. 35. Обогрев фланцев и шпилек горизонтального разъема паровых турбин:

а — внутренний обогрев; *б* — смешанный обогрев; *в* — обогрев, применяемый в турбинах ХТГЗ. *1* — подвод греющего пара; *2* — дренажные трубки; *3* — отвод пара.

при эксплуатации, от действия давления пара, а также в зависимости от прочности материала, которая с повышением температуры уменьшается.

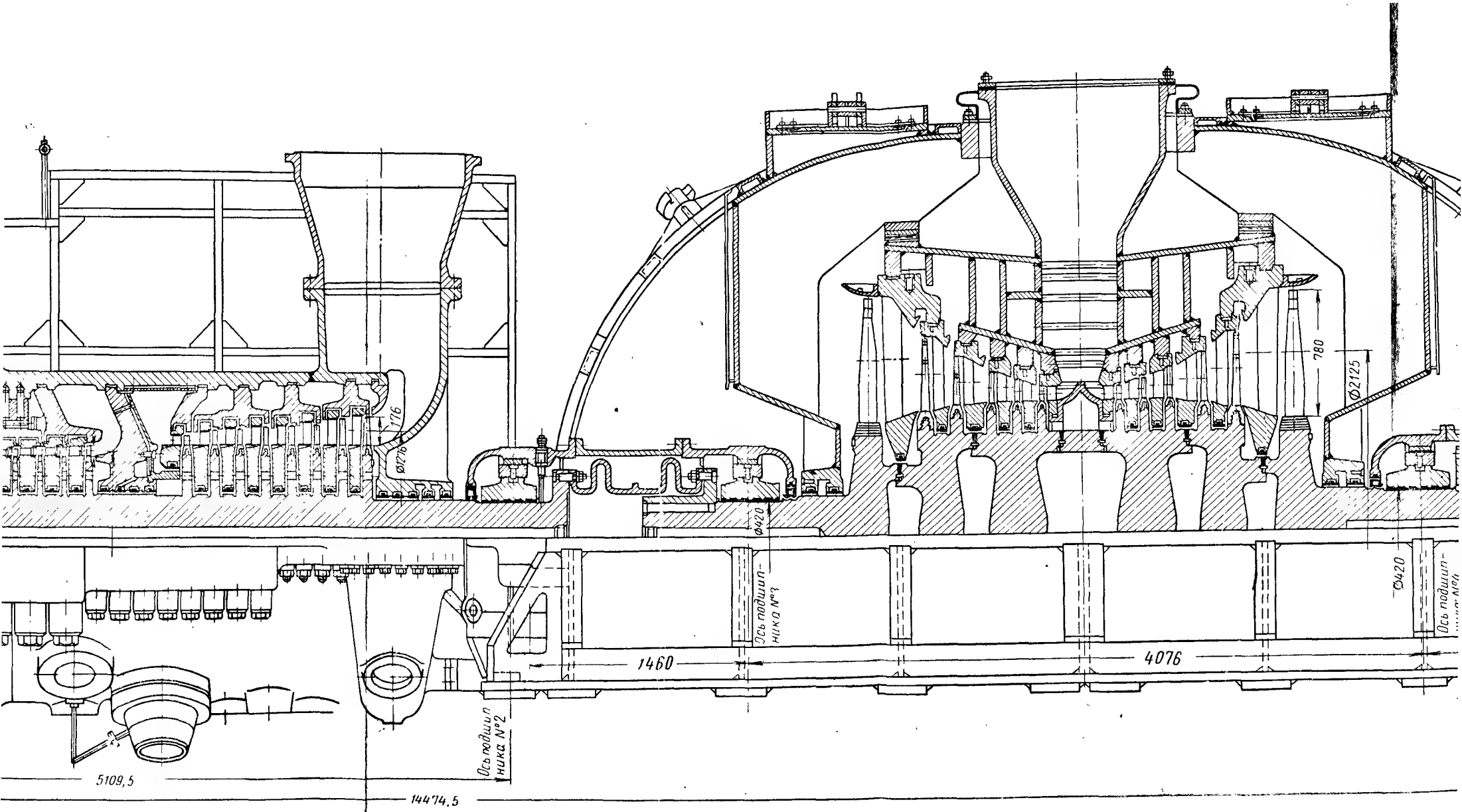
По указанным причинам толщина стенок, размеры фланцев и шпилек становятся неприемлемыми для того, чтобы создать плотность горизонтального разъема и теплоэластичную конструкцию цилиндра.

Под теплоэластичной конструкцией турбины понимается такая конструкция, при которой детали ротора и статора прогреваются или охлаждаются без заметного их относительного смещения, т. е. без заметного изменения аксиальных и радиальных зазоров между ними, определяющих безаварийность пуска и останова.



Смоленский

жен действию давления и температуры этого пара, что дает все



Фиг 36. Продольный разрез турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ

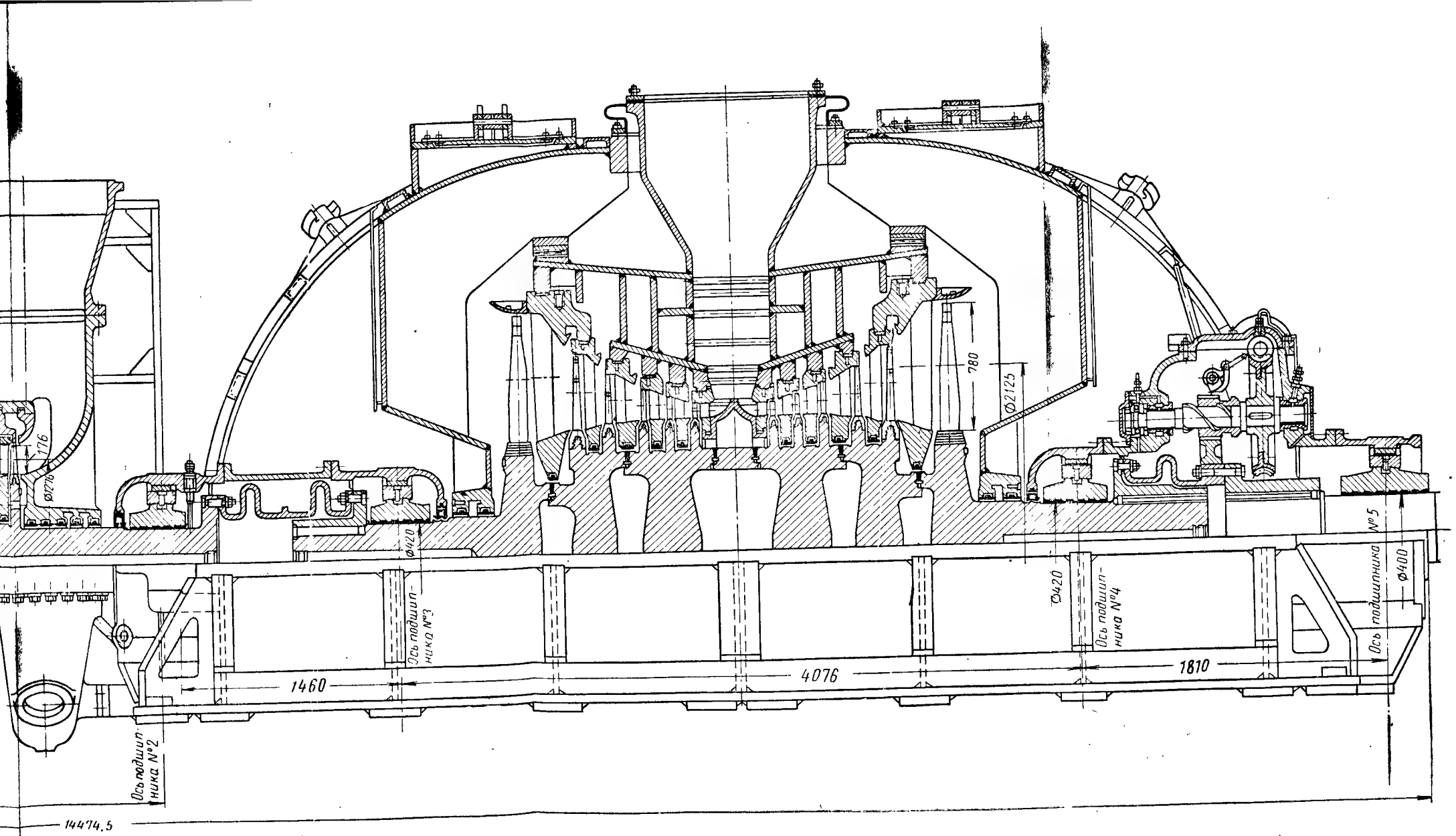
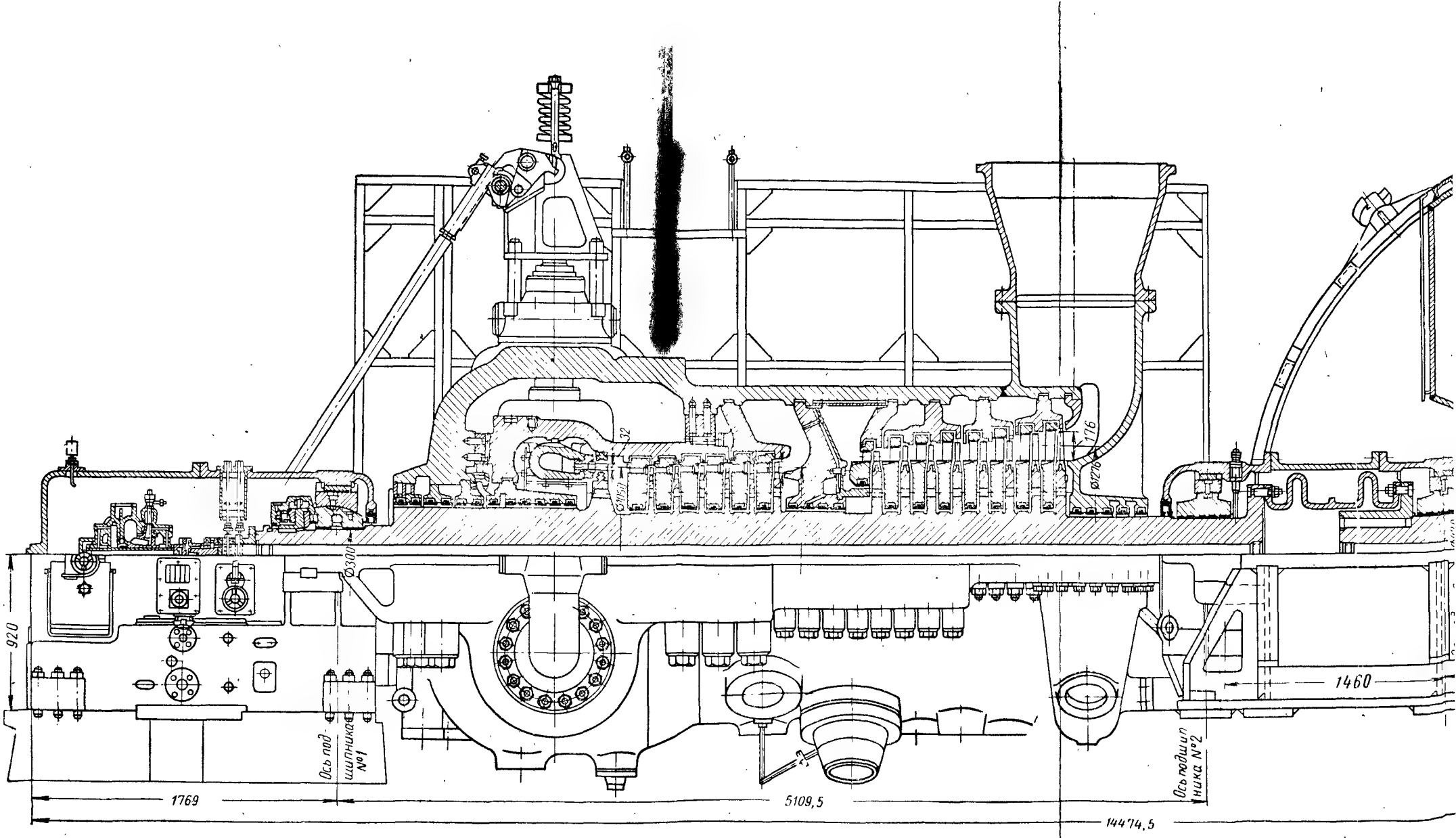
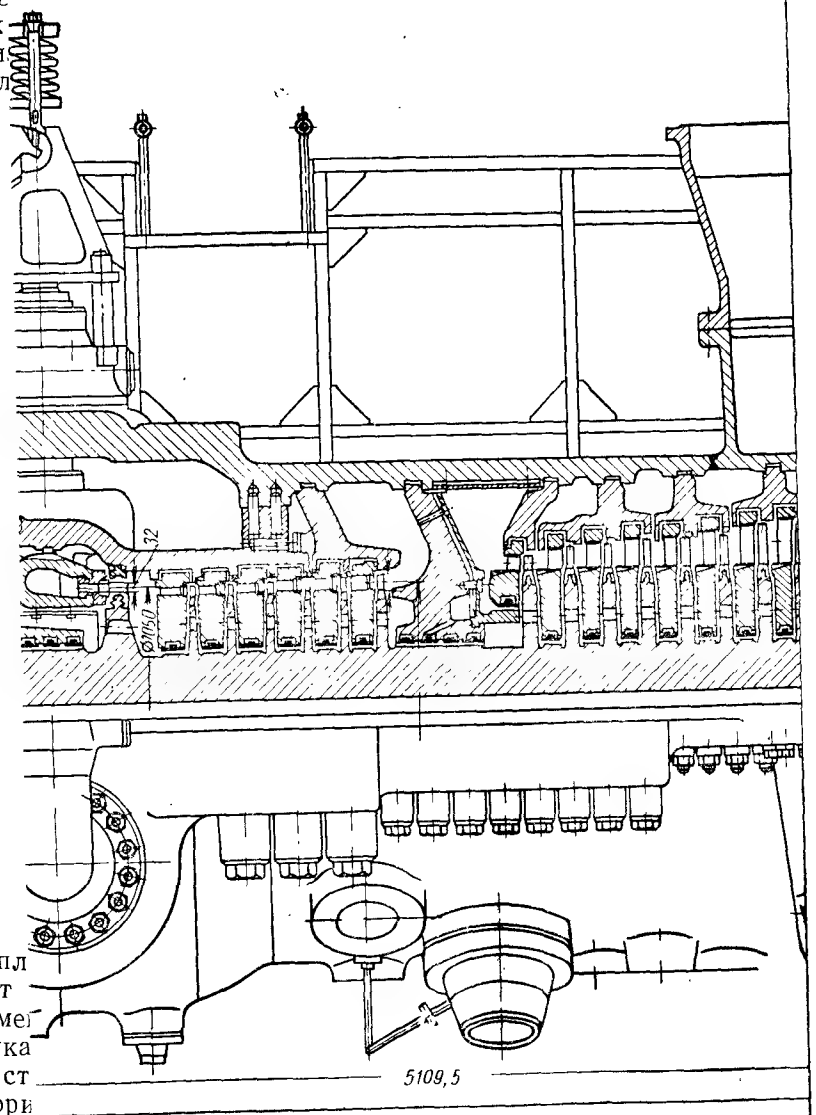


Рис. 36. Продольный разрез турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ.



Фиг 36. Продольный разрез турбины К-150-130 (ПВК-150)

Пр
= 88,3
стенок
с гори
и шпил



при экспл
мости от
туры уме
По ука
шпилек ст
ность гори
цилиндра.
Под теп
конструкц
или охлаж
без заметнс
ними, опре

Фиг

Основным условием, необходимым для пуска турбины, теплового равновесия между цилиндром и сочлененным с ним ротором, должна быть приближенная зависимость

$$\alpha_ц = \frac{\delta_ц}{\delta_р}\alpha_р, \qquad (3)$$

где $\alpha_ц$ — среднее значение коэффициента теплоотдачи от пара к внутренней поверхности цилиндра;

$\alpha_р$ — среднее значение коэффициента, теплоотдачи от пара к ротору;

$\delta_ц = \frac{G_ц}{F\gamma}$ — эквивалентная толщина стенки цилиндра, получаемая как частное от деления массы цилиндра на площадь, омываемую паром, и на удельную массу цилиндра;

$\delta_р = \frac{G_р}{F\gamma}$ — эквивалентная толщина ротора, определяемая аналогично.

Обычно $\delta_ц \gg \delta_р$ в 2—3 раза, поэтому требуются дополнительные конструктивные мероприятия, кроме описанных выше (применение промежуточных обойм, обогрев фланцев, шпилек и др.), для получения необходимого теплового равновесия между ротором и статором турбины при конструировании цилиндров турбин на повышенные начальные параметры пара. Перечисленные проблемы в достаточной мере решаются применением двухстенного цилиндра высокого давления.

Впервые конструкция двухстенного цилиндра в Советском Союзе применена в турбине ВР-25 ХТГЗ и сейчас нашла широкое распространение в турбинах повышенных начальных параметров пара.

Внутренний цилиндр турбины, показанной на фиг. 36 и 37, подвержен действию разности давлений по обе стороны его, чем достигается уменьшение толщины стенок и упрощается обеспечение плотности фланцевого соединения горизонтального разъема при приемлемых размерах фланцев и шпилек.

Внутренний цилиндр, шпильки и гайки изготовляются из высоколегированных жаропрочных сталей, так как они находятся под действием высоких температур пара, протекающего внутри цилиндра. Внутренний цилиндр выполняется не обязательно по всей длине наружного, поскольку назначение его определяется высокой температурой и давлением пара, и поэтому после расширения пара в первых ступенях параметры его становятся приемлемыми для одностенной конструкции.

В зазоре между внутренним и наружным цилиндрами находится пар, расширившийся в первых ступенях, размещенных во внутреннем цилиндре. Таким образом, внешний цилиндр подвержен действию давления и температуры этого пара, что дает воз-

можность изготовлять наружный цилиндр из слаболегированной стали.

Для сокращения времени пуска турбины в ц. в. д. обычно в подобных конструкциях предусматривается впуск горячего пара с торцовой стороны в межцилиндровое зарубашечное пространство по специальным трубам, например, в турбине К-300-240 ХТГЗ, показанной на фиг. 32.

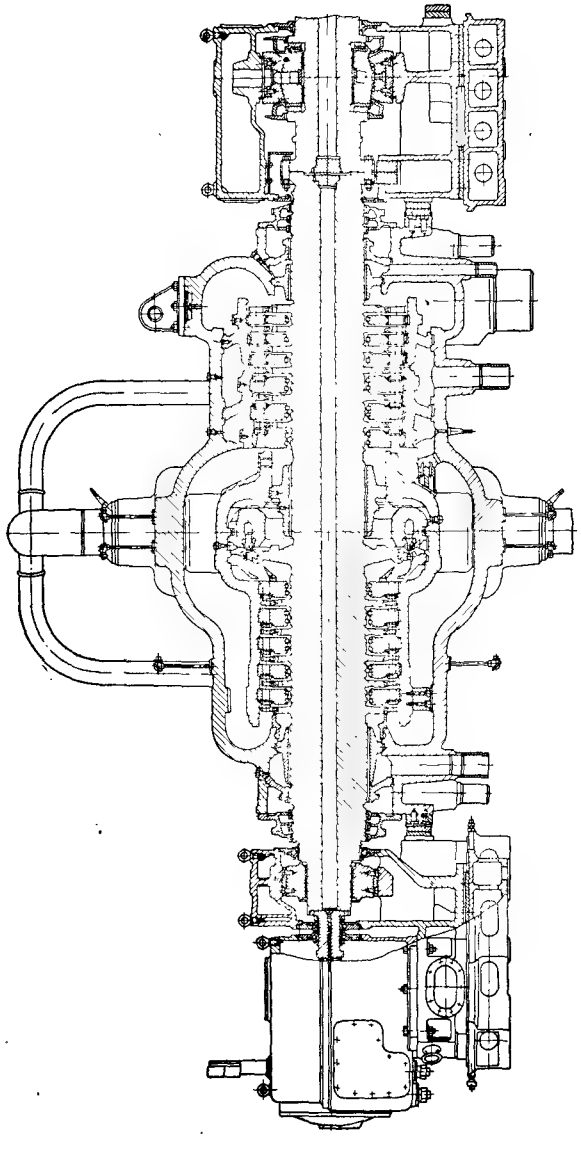
Большой эффект быстрого прогрева цилиндра в. д. при пуске турбины и охлаждение (отработавшим в первых ступенях более холодным паром) паровпускных патрубков и внутреннего цилиндра при эксплуатации достигаются движением большого количества пара в зазоре (рубашке) между внутренним и наружным цилиндрами. Рассмотренная конструкция применена в турбине К-300-240 ЛМЗ. Пар к ц. в. д. подводится в средней части цилиндра. Далее пар расширяется в левой группе ступеней, состоящей из регулирующей одновенечной ступени и пяти ступеней давления, расположенных во внутреннем цилиндре. Затем поток пара делает поворот на 180°, проходит по зарубашечному пространству между внутренним и наружным цилиндрами, омывает паровпускные патрубки, после чего расширяется в правой группе ступеней, состоящей из шести ступеней давления.

В турбинах с промежуточным перегревом пара иногда после промежуточного перегрева делают также двухстенный цилиндр, хотя при этом по давлению пара может быть применена конструкция одностенного цилиндра. В данном случае двухстенная конструкция объясняется стремлением удешевить изготовление корпуса за счет применения высоколегированной стали для внутреннего цилиндра и слаболегированной — для наружного, создав более эластичную конструкцию цилиндра при прогреве турбины.

Таким образом, применением двухстенного цилиндра достигается уменьшение перепада давлений на каждую из стенок, тем самым легче достигается плотность горизонтальных разъемов внутреннего и наружного цилиндров; уменьшается перепад температур на каждую из стенок, чем улучшаются условия прогрева, так как стенки делаются относительно тонкими и поверхность нагрева увеличивается; упрощается конструкция внешнего цилиндра — металл распределяется более равномерно, и форма его приближается к симметричной цилиндрической или шаровой см. фиг. 41; удешевляется стоимость конструкции за счет применения различных материалов в зависимости от температур пара, омывающего стенки с внутренних сторон.

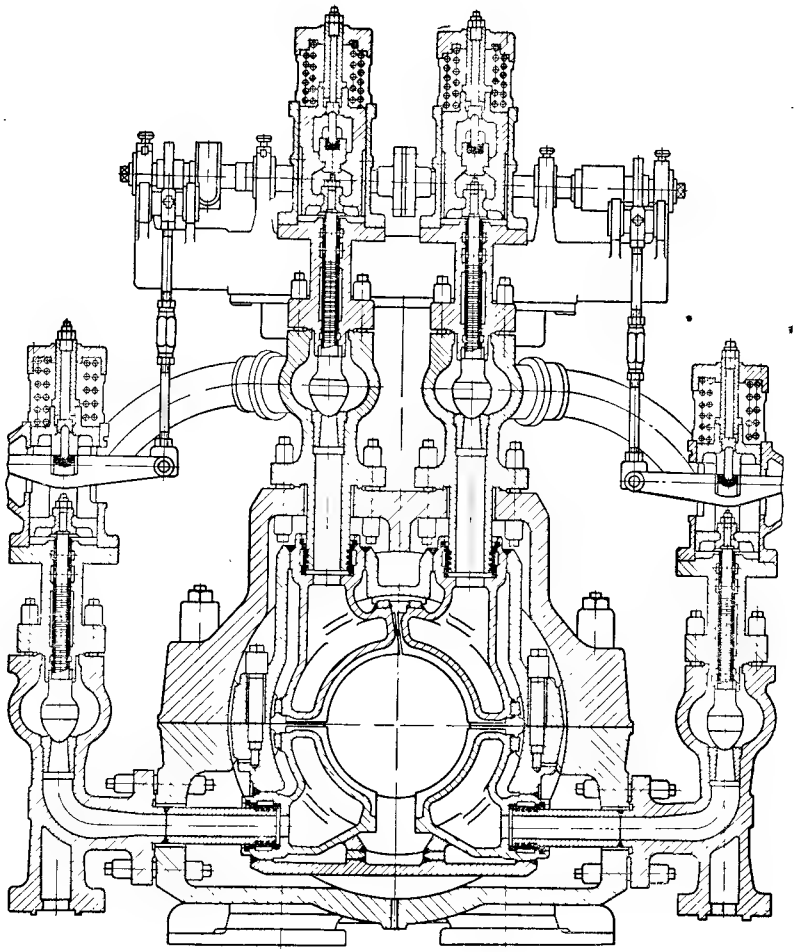
Однако в конструкциях двухстенным цилиндром усложняется подвод пара к соплам регулирующей ступени, расположенным во внутреннем цилиндре.

На фиг. 38, 39 изображены поперечные разрезы по регулирующим клапанам турбин К-150-170 (СВК-150) ЛМЗ и К-150-130



Фиг. 37. Продольный разрез ц. в. д. турбины К-300-240 ЛМЗ.

(ПВК-150) ХТГЗ. В этих конструкциях паровые коробки с клапанами крепятся к внешнему цилиндру жестко фланцевым соединением. Сопловые коробки выполнены тонкостенными, отдельными для каждого клапана, имеющими свободу теплового расширения по отношению к внутреннему корпусу в радиальном направлении при помощи шпонок, фиксирующих их положение в осевом направлении.

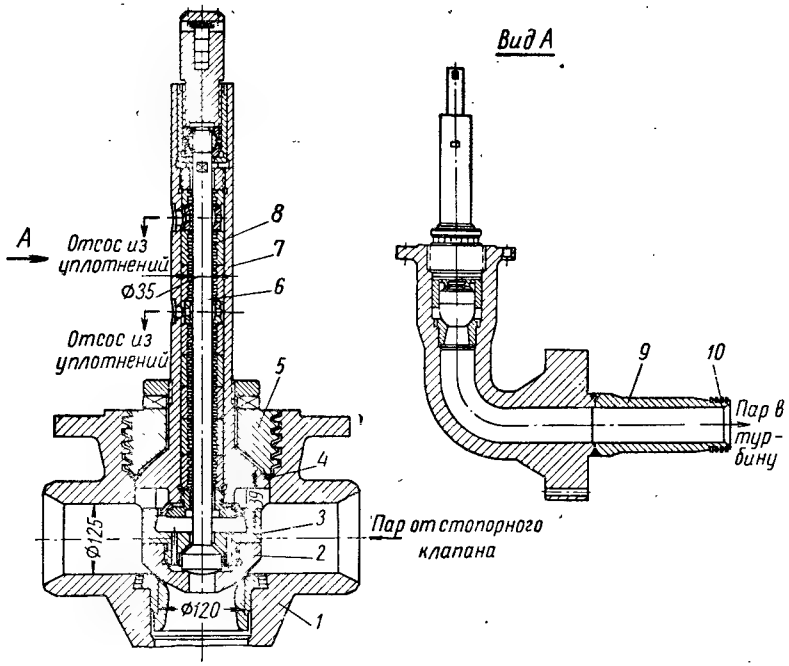


Фиг. 38. Поперечный разрез по регулирующим клапанам и сопловым сегментам турбины К-150-170 (СВК-150) ЛМЗ.

Соединение сопловых коробок с внутренним цилиндром жесткое, может быть конструктивно выполнено фланцевым или с помощью сварки. Здесь сварку применяют лишь в том случае, когда

сопловые коробки и внутренний цилиндр изготовлены из перлитных или аустенитных сталей, близких по химическому составу.

На жесткие соединения паровых коробок с внешним цилиндром и сопловых коробок с внутренним цилиндром действуют такие же перепады давления и температур пара, как и на фланцевые соединения горизонтальных разъемов этих цилиндров в данной зоне.



Фиг. 39. Регулирующий клапан ∅ 120 турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ:

1 — корпус; 2 — клапан ∅ 120; 3 — разгрузочный цилиндр; 4 — кольцо уплотнительное; 5 — гайка упорная; 6 — шток клапана; 7 — крышка клапана; 8 — втулка уплотнительная; 9 — патрубок; 10 — кольцо поршневое.

Подвод пара от клапанов к сопловым коробкам обеспечивается патрубками, приваренными с одной стороны к фланцам паровых коробок, а с другой — свободно входящими в расточки сопловых коробок. Уплотнение подводящего пара создается поршневыми кольцами, размещенными в пазах патрубков.

Таким образом, патрубки при тепловых расширениях имеют возможность перемещаться относительно сопловых коробок. Неподвижная точка связи внутреннего и наружного корпусов находится во всех двухстенных конструкциях в плоскости осей патрубков подвода пара к сопловым камерам первой ступени.

Приведенные конструкции паровпуска различаются способами обеспечения плотности паровых коробок, сложность которых возрастает с повышением начальных параметров свежего пара, находящегося внутри паровой коробки.

В конструкции ЛМЗ герметичность обеспечивается фланцевым соединением крышки с паровой коробкой.

Более надежной и прогрессивной конструкцией следует считать бесфланцевое соединение, примененное в турбинах ХТГЗ, более позднего выпуска, показанное на фиг. 39. Здесь прочность соединения крышки *7* с корпусом клапана *1* обеспечивается мощной трапецеидальной резьбой в гайке *5* и корпусе *1*. Паровая плотность создается уплотнительным стальным кольцом *4*, которое гайка *5* прижимает к крышке *7* и к корпусу *1*. С ростом давления пара внутри паровой коробки увеличивается усилие, прижимающее крышку *7* к уплотнительному кольцу *4*, тем самым улучшается плотность соединения.

В рассмотренных выше конструкциях и подобных им принято паровые коробки регулирующих клапанов располагать на корпусе. Таким образом, в коротких каналах между регулирующими клапанами и соплами регулирующей (первой) ступени создается компактная конструкция с небольшими объемами пара высоких параметров. Это способствует уменьшению динамического заброса числа оборотов ротора при внезапном сбросе нагрузки.

Стопорные клапаны располагаются симметрично вблизи турбины; если стопорный клапан один, то он располагается впереди по оси турбины. П ропроводы от стопорных клапанов к регулирующим делают максимально гибкими, для этого им придается U-образная форма, а симметричное расположение их создает противодействие термическим напряжениям. Таким образом, цилиндр турбины почти полностью разгружается от тепловых напряжений, возникающих в паропроводах.

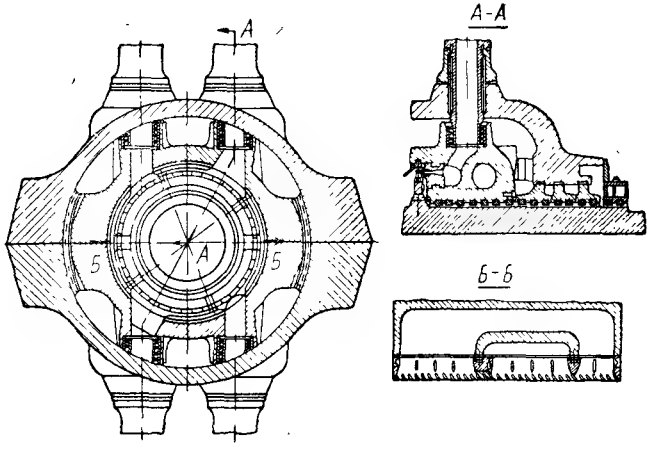
В связи с ростом начальных параметров пара и мощности турбин паровые коробки стали располагать не на корпусе, а вблизи турбины на отдельных фундаментных опорах. Это позволило упростить отливку цилиндра, проще решить вопрос о металле для него и паровых коробок и упростить ликвидацию повреждений этих узлов.

Паропроводы от паровых коробок к турбине должны обладать компенсационной способностью для того, чтобы уменьшить усилия тепловых напряжений, передаваемых на турбину. Для этого они имеют симметричное расположение относительно оси турбины и U-образную форму.

В данной конструкции паропроводы от регулирующих клапанов к турбине являются дополнительным резервуаром — ресивером пара высоких параметров и вместе с паром, имеющимся в цилиндре, аккумулируют достаточно большую тепловую энергию.

После закрытия регулирующих клапанов при полном сбросе нагрузки этот пар, расширяясь до давления в конденсаторе, может создать такой динамический заброс числа оборотов ротора, при котором сработает автомат безопасности, установленный на 10—12% выше рабочего числа оборотов.

Для удержания турбины на холостом ходу при полном сбросе нагрузки актуальными вопросами являются повышение быстродействия системы регулирования, которое должно исчисляться десятыми долями секунды, и обеспечение полной плотности закры-



Фиг. 40. Общий вид сечений по паровпуску ц. в. д. турбины К-300-240 ХТГЗ.

тия регулирующих клапанов. Последнее объясняется тем, что даже незначительные протечки пара повышенных параметров могут при полном сбросе нагрузки оказаться достаточными для создания динамического заброса числа оборотов, при котором срабатывает автомат безопасности.

В современных турбинах крупных мощностей с ростом начальных параметров пара, а следовательно, и его работоспособности размеры турбины и в частности ротора растут далеко не пропорционально увеличению мощности. В результате при сильно возросшем крутящем моменте моменты инерции роторов турбины и генератора растут весьма слабо.

На фиг. 40 приведен общий вид сечений по паровпуску ц. в. д. турбины К-300-240 ХТГЗ. Две группы клапанов, состоящие каждая из одного стопорного диаметром 250 *мм*, двух регулирующих клапанов диаметром 112 *мм* и одного регулирующего диаметром 75 *мм*, размещены в непосредственной близости от турбины симметрично по отношению к ее оси для того, чтобы усилия тепловых расширений паропроводов были противоположны. Объемы пара, содержащиеся в трубопроводах от клапанов к турбине, невелики

и поэтому не способны разогнать турбину при закрытии клапанов после сброса нагрузки.

От регулирующих клапанов турбины пар по десяти трубам диаметром 125 *мм* поступает к четырем паровпускным патрубкам цилиндра высокого давления, который выполнен двухстенным.

Отличие конструкции от рассмотренных выше состоит в отсутствии вставных сопловых коробок. При пуске турбины и доведения нагрузки до 70% от полной мощности пар поступает одновременно к двум патрубкам в верхней и нижней половинах внутреннего цилиндра. Пароподводящие патрубки выполнены по одному чертежу и симметрично расположены относительно вертикальной и горизонтальной осей. Пар по выходе из каждого патрубка, расходясь по полуокружности, питает по два сегмента сопел, расположенных у разъема. Повышение нагрузки турбины до 85% осуществляется подачей пара через третий патрубок к нижнему сегменту сопел, а затем (до 100%) — через четвертый патрубок к верхнему сегменту.

Данная конструкция паровпуска создала возможность довести степень парциальности регулирующей ступени до 90% вместо обычных 60—70%.

Такая система паровпуска существенно упрощает конструкцию, уменьшает поперечные размеры цилиндра высокого давления и толщину его стенок и обеспечивает равномерный прогрев паровпускного тракта и внутреннего цилиндра по всей его окружности при любом режиме работы турбины, что особенно важно для эксплуатации.

Применение стали марки П-1Л (15Х1М1ФК1Р), разработанной ЦНИИТМАШем совместно с ХТГЗ, дало возможность в турбине К-300-240 выполнять паровпуск без вставных сопловых сегментов.

При современном уровне развития металлургии в области жаропрочных сталей интервал применения перлитных сталей ограничивается температурой 580° С.

В паровых турбинах с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 294{,}2$ *бар* ($p_0 = 300$ *ата*) и $t_0 = 650°$ С, которые строятся, как экспериментальные типа СКР-100 ХТГЗ при конструировании деталей головной части турбин, работающих в области сверхвысоких температур, имеются два направления:

1) применение аустенитных сталей;

2) использование парового охлаждения с разделением функций деталей.

Детали, соприкасающиеся непосредственно с паром высоких температур, испытывающие малые напряжения, изготовляются тонкостенными из аустенитных сталей. К таким деталям в турбине Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ относятся паровпускные трубы, сопловые коробки, лопатки рабочие и сопловые.

Детали, работающие при умеренных температурах, несут большую нагрузку и изготовляются из перлитных сталей.

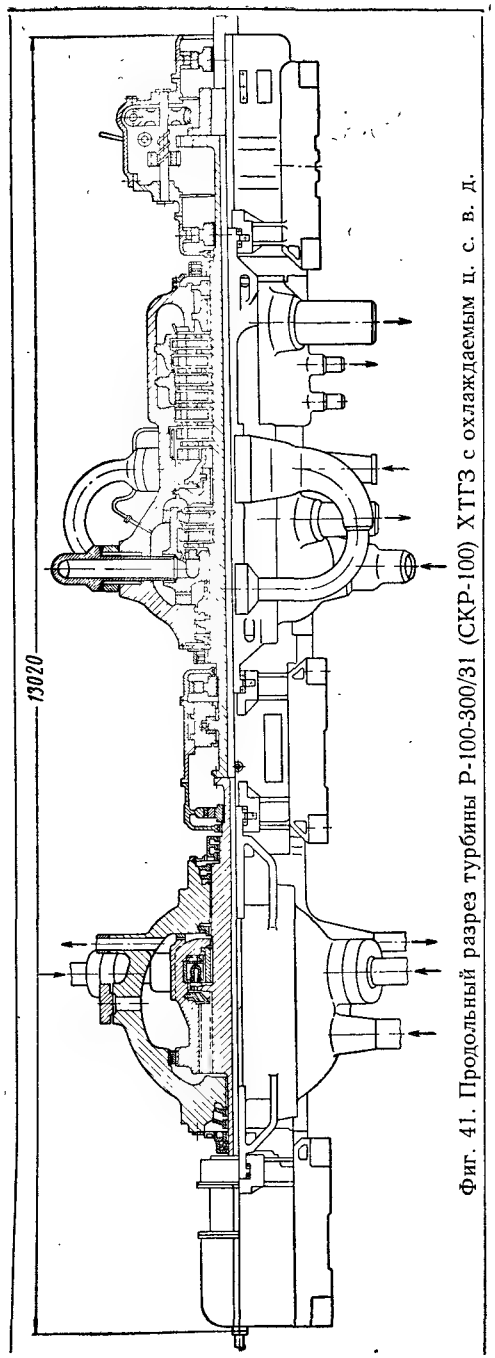
Проведенные исследования турбин в условиях эксплуатации и распространения идеи охлаждения на все детали, работающие при высоких температурах свежего пара, в частности пароподводящие трубопроводы, раскрывают возможности значительного повышения начальных параметров пара в теплосиловых установках.

На фиг. 41 приведен продольный разрез охлаждаемого варианта турбины Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ, в которой корпус ц. с. в. д. выполнен двухстенным с горизонтальным разъемом. Внутренний и наружный цилиндры корпуса отливаются из перлитной стали марки 15Х1М1ФЛ.

Ввиду того что в этой турбине тракт охлаждающего пара проходит у корня сопловых лопаток, закрепленных в цилиндре, внутренний цилиндр ее удалось изготовить из перлитной стали.

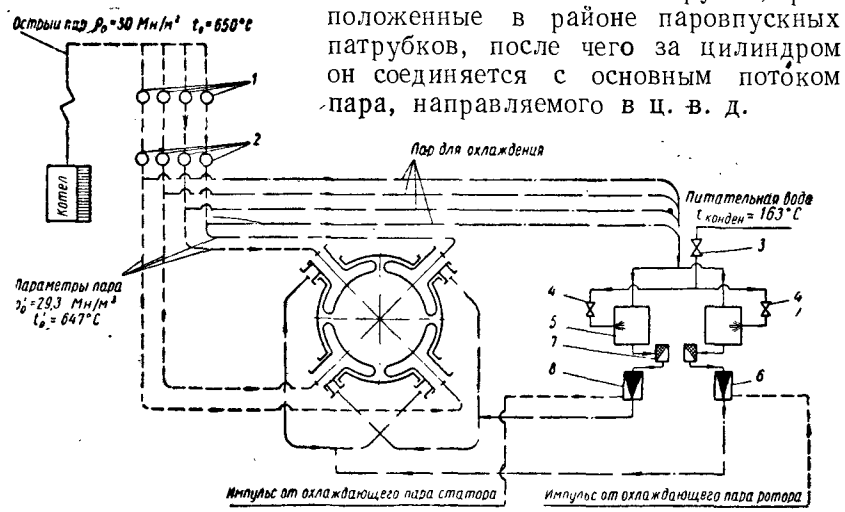
Ц. с. в. д. выполнен с реактивной проточной частью.

Применение двухстенной конструкции ц. с. в. д. создало возможность выполнить наружный цилиндр сферическим. Такая максимально симметрич-



Фиг. 41. Продольный разрез турбины Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ с охлаждаемым ц. с. в. д.

ная форма уменьшает толщину стенок, повышает жесткость корпуса по сравнению с цилиндрической, обеспечивает равномерное распределение металла и развитую поверхность, омываемую паром, отработавшим в последней ступени ц. с. в. д. Кроме того, для увеличения прогрева как наружного, так и внутреннего корпусов в ц. с. в. д. применен частичный (около 20%) противоток отработанного пара. Этот пар покидает ц. с. в. д. через дополнительные выхлопные патрубки, расположенные в районе паровпускных патрубков, после чего за цилиндром он соединяется с основным потоком пара, направляемого в ц. в. д.



Фиг. 42. Схема регулирования и подвода охлаждающего пара ц. с. в. д. турбины Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ:

1 — стопорные клапаны; *2* — регулирующие клапаны; *3*—стопорные и *4*—регулирующие клапаны охлаждающей воды; *5* — охладитель пара; *6* — дроссельный клапан охлаждающего пара ротора; *7* — паровые сита; *8* — дроссельный клапан охлаждающего пара статора.

Для прогрева фланцев горизонтального разъема наружного корпуса применена система их обогрева.

Все это позволило уменьшить напряжения в стенках и фланцевых соединениях горизонтальных разъемов обоих цилиндров и создать термически эластичную конструкцию.

Наибольшая высота фланцев внешнего цилиндра $H = 600$ *мм* при толщине стенки $\delta = 190$ *мм*, а внутреннего $H = 300$ *мм* при $\delta = 100$ *мм*.

Для крепления фланцев горизонтального разъема обоих корпусов применены сквозные шпильки с гайками по обеим сторонам их сплава ЭИ765.

На фиг. 42 показана схема регулирования и подвода охлаждающего пара ц. с. в. д. Здесь пар для охлаждения паровпускной части ротора и внутреннего корпуса ц. с. в. д. отбирается из паропроводов, после регулирующих клапанов и в двух специальных

охладительных устройствах 5 автоматически охлаждается до температуры 520° С. Далее два потока охлаждающего пара раздельно поступают в турбину через попарно диаметрально противоположно расположенные паровпускные каналы, чем исключается перекос корпуса. Кроме того, для этой же цели расходы охлаждающего пара при расчетном режиме приняты равными.

Для осуществления настройки системы охлаждения в процессе эксплуатации без останова турбины организован раздельный подвод охлаждающего пара, регулируемого вне турбины двумя клапанами 6 и 8 по импульсу температуры в заданных точках проточной части. Через один из этих клапанов охлаждающий пар поступает в камеру перед рабочим венцом 1-й ступени, а через второй за 1-ю ступень.

Тракт охлаждения ц. с. в. д. в районе пароприемных органов приведен на фиг. 43.

Паровпускной толстостенный патрубок *5* из перлитной стали соединен с наружным цилиндром *1* фланцевым соединением, находящимся под действием давления выхлопного пара из ц. с. в. д. Шпильки *4* выполнены из сплава ЭИ765. Дополнительные втулки *2* из стали ЭИ765 и кольцо *3* из стали 15Х1М1Ф, связанное с фланцем радиальными шпонками, предусмотрены для уменьшения разности относительных температурных изменений шпилек и фланца.

По наружному диаметру фланца приварена приемная камера охлаждающего пара. Патрубок *5* соединен с патрубком внутреннего цилиндра *11* ц. с. в. д. скользящим соединением *8* с поршневыми распорными кольцами из стали ЭИ723 обычной конструкции, применяемой для уплотнения пара высокой температуры.

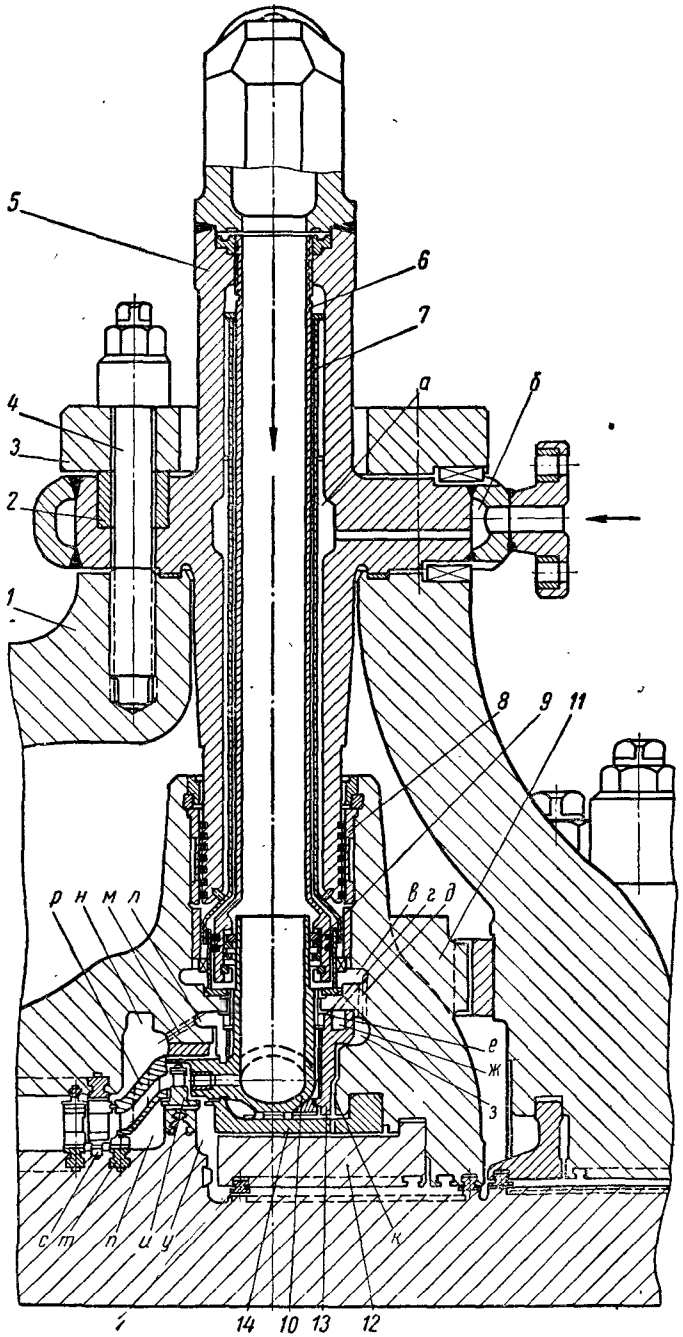
Тонкостенная труба *6* из аустенитной стали соединена с толстостенным патрубком *5* резьбой. Обварка резьбовой втулки обеспечивает паровую плотность этого соединения.

С сопловым аппаратом *10* труба *6* соединена скользящим соединением *9* с охватывающими уплотнительными кольцами из аустенитной стали ЭИ612. Сопловой аппарат *10* состоит из четырех тонкостенных сварнокованых коробок.

Труба *6* и сопловой аппарат *10* окружены тепловыми экранами *7*, *13* и *14*. Пространство между ними заполнено застойным паром и представляет собой тепловую изоляцию. Тепловой поток, проникающий через эту изоляцию, отводится охлаждающим паром, который протекает в камерах между экранами *7* и паровпускным патрубком *5*, экранами *13* и *14*, внутренним цилиндром *11* и обоймой уплотнения *12*.

Благодаря такой конструкции охлаждения температуры патрубка *5* и внутреннего корпуса цилиндра *11* не превышают 540° С.

При рассмотрении системы подвода охлаждающего пара (фиг. 42) было показано, что охлаждающий пар подводится двумя потоками к попарно диаметрально противоположно расположенным патрубкам паровпуска.



Фиг. 43. Тракт охлаждения ц. с. в. д. в районе пароприемных органов.

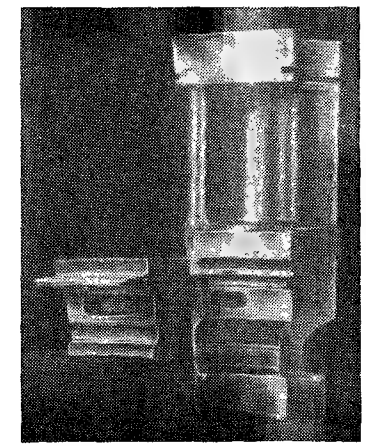
Путь охлаждающего пара обоих потоков в пароприемных органах турбины также различен (фиг. 43).

Первый поток охлаждающего пара из приемной камеры *б* через радиальные сверления во фланце патрубка *5* попадает в камеру *а*. Из камеры *а* по зазору между экраном *7* и патрубком *5* охлаждающий пар попадает в камеру *в*.

Давление охлаждающего пара немного больше давления рабочего пара в камере 1-й ступени, поэтому горячая тонкостенная труба *6* подвержена малому перепаду давления, а сильно нагруженный перепадом давления патрубок *5* находится в более благоприятных температурных условиях. Экран *7* совершенно разгружен от действия давления пара, так как в зазоре между трубой *6* и экраном *7* находится тот же охлаждающий пар, но в малоподвижном состоянии.

Из камеры *в* охлаждающий пар протекает через каналы *д* в камеру *з*, затем по зазору *к* между экраном *13* сопловых коробок и внутренним цилиндром проходит через зазор между внутренним экраном *14* и обоймой переднего концевого уплотнения *12* в камеру *у* (20 *т/ч*) перед рабочим колесом 1-й ступени.

Из камеры *у* основная часть пара идет на уплотнение переднего конца вала (14,6 *т/ч*), а остальная часть (5,4 *т/ч*) поступает через каналы охлаждения *и* в хвостовиках рабочих лопаток 1-й ступени в камеру *п*.



Фиг. 44. Рабочая лопатка и проставка 11-й ступени ц. с. в. д. турбины типа Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ (до проточки гребней уплотнений).

Во втором потоке охлаждающего пара тракт в камерах *б*, *а*, *в*, такой же, как в первом. В дальнейшем участке тракта охлаждающий пар в количестве 20 *т/ч* поступает из камеры *в* через наклонные отверстия *г* в камеру *ж* и далее направляется в камеру *л* по радиальному зазору между экраном *13* и внутренним цилиндром. Из камеры *л* через отверстия *м* охлаждающий пар поступает в камеру *н*.

Камеры *н* и *п* в направляющем аппарате соединены каналами *р*, через которые пар охлаждения в количестве 7,35 *т/ч* перетекает из камеры *н* в камеру *п*.

Из камеры *н* охлаждающий пар поступает в отверстия в хвостовиках направляющих лопаток для охлаждения внутреннего корпуса цилиндра, а из камеры *п* проходит через отверстия в хвостовиках рабочих лопаток для охлаждения ротора (фиг. 43 и 44).

При изменении степени реактивности 1-й активной ступени (ступени с малой степенью реакции) на переменных режимах работы также изменится и расход охлаждающего пара, поступающего через каналы *и* в камеру *п*. В этих случаях под действием системы регулирования охлаждающего пара компенсируются изменения расхода пара через каналы *р*, что вызывает изменение расхода охлаждающего пара в камеру *л*.

Корпусы цилиндров низкого давления в мощных паровых турбинах выполняются одно- и двухпоточными. Температура пара при эксплуатации турбины в ц. н. д. изменяется приблизительно от 100—210° С на входе до 25—30° С в выхлопном патрубке. Для понижения температуры пара в выхлопном патрубке и поддержания ее на уровне 65—70° С при холостом ходе турбины обычно предусматривается впрыскивание конденсата с помощью специальных устройств в перепускной ресивер или в корпус ц. н. д.

По форме корпусы ц. н. д., показанные на фиг. 45, 46, представляют собой крупногабаритные конструкции коробчатого типа, сваренные из большого количества листов толщиной 16—24 *мм*, вырезок, ребер, фланцев и других деталей из малоуглеродистой стали. Жесткость конструкции обеспечивается внутренними перегородками и внешним оребрением.

Двухпоточные ц. н. д. часто выполняются составными — средняя часть чугунная литая, и к ней с двух сторон прибалчиваются сварные выхлопные части.

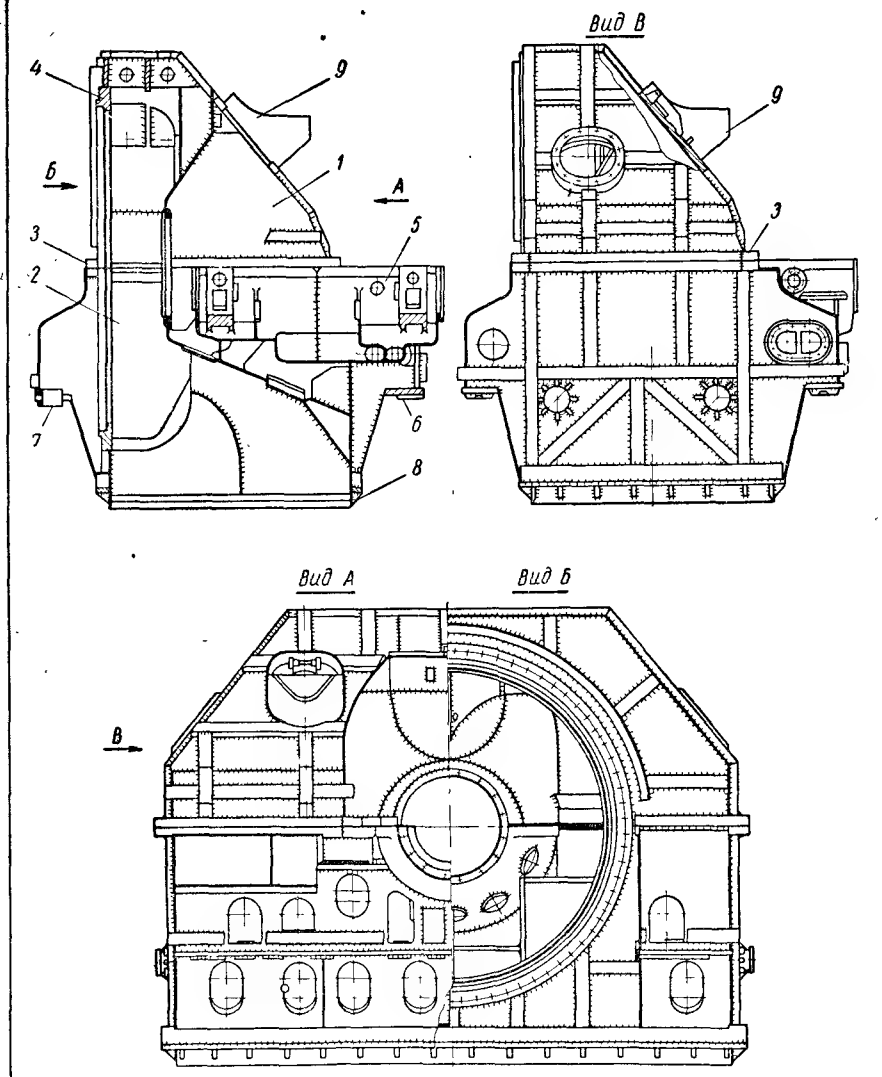
Корпусы подшипников турбины и генератора ввиду их сложной формы и относительно малых размеров выполняются частично или полностью стальными литыми и к выхлопным частям ц. н. д. привариваются с помощью наружных ребер. Подшипники должны быть жесткими, и сварка их с выхлопными частями ц. н. д. выполняется таким образом, чтобы большая нагрузка двух тяжелых роторов не допускала заметных деформаций цилиндра. Температура пара в выхлопных частях не поднимается выше 70° С, поэтому сварное соединение корпусов подшипников с цилиндром не нарушает работу подшипников.

Корпусы ц. н. д. в отечественном турбостроении и в зарубежных турбинах свариваются из плоских листов, например в турбинах ЛМЗ (фиг. 45), и из элементов, образованных путем гибки листов, как, например, в турбинах ХТГЗ (фиг. 46).

В последнем случае получаются плавные очертания выхлопных частей цилиндра и более жесткая их конструкция.

В некоторых современных турбинах корпусы ц. н. д. выполняются без наружного оребрения, как, например, в турбине К-300-240 ХТГЗ (см. фиг. 2). Такой переход только к внутреннему оребрению позволяет шире применять автоматическую сварку.

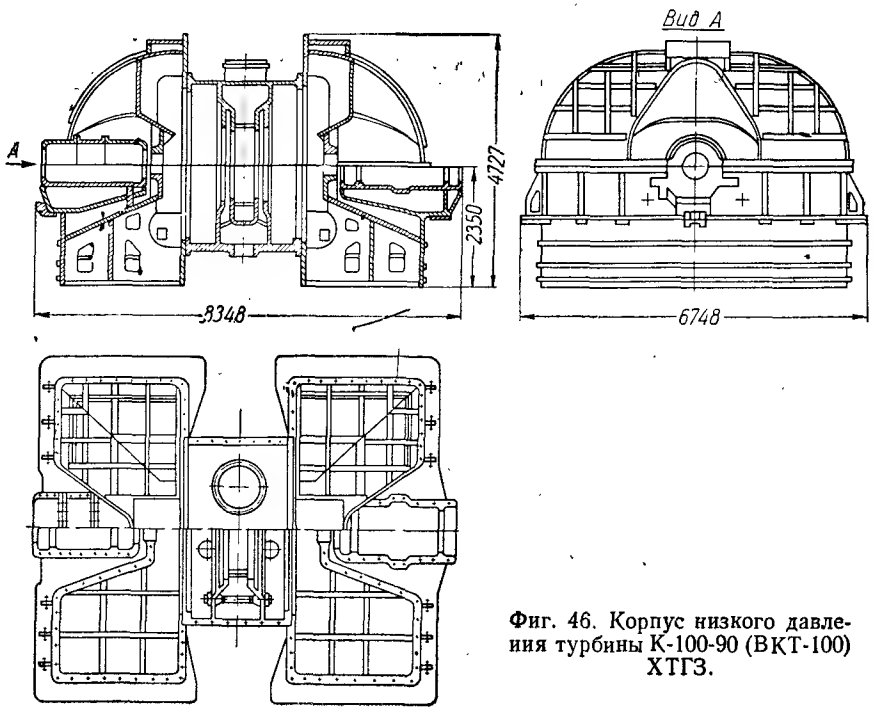
Расположением внутренних перегородок и ребер в выхлопных частях ц. н. д. должна обеспечиваться такая же жесткость, чтобы при расточке каждой половины, монтаже и демонтаже искажение



Фиг. 45. Задняя часть корпуса (выхлопной патрубок) турбины К-50-90 (ВК-50-1) ЛМЗ:

1 — верхняя часть корпуса; *2* — нижняя часть корпуса; *3* — фланцы горизонтального разъема; *4* — фланец вертикального разъема; *5* — корпус подшипника; *6*, *7* — опоры; *8* — соединение с конденсатором; *9* — атмосферный клапан.

формы цилиндра было пренебрежимо мало. При эксплуатации жесткость цилиндра должна быть такой, чтобы под действием разности атмосферного давления и разреженного давления в выхлопном патрубке 0,03—0,05 *бар* (0,03—0,05 *ата*) корпус ц. н. д. не прогибался.



Фиг. 46. Корпус низкого давления турбины К-100-90 (ВКТ-100) ХТГЗ.

Внутреннее очертание, размеры выхлопных патрубков, расположение ребер и их изгиб в ц. н. д. должны способствовать лучшей организации потока пара при повороте его в направлении к конденсатору. Например, отработка моделей выхлопных патрубков турбины К-200-130 (ПВК-200) ЛМЗ снизила потери с выходной скоростью последней ступени и повысила экономичность агрегата примерно на 0,6%.

§ 10. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ЦИЛИНДРОВ СТАТОРА ТУРБИН

При современном состоянии развития паротурбостроения найдено достаточно простое, надежное и общепринятое решение вопроса крепления цилиндров со стойками подшипников и на фундаментных рамах. Оно является типичным для турбин различного типа, т. е. конденсационных с противодавлением и разным числом цилиндров.

Крепление цилиндров с корпусами подшипников и фундаментными рамами должно обеспечивать свободу теплового расширения цилиндров и стоек подшипников в осевом и радиальном направлениях, а также сохранение постоянства взаимного положения осей расточек цилиндров турбины и корпусов подшипников.

Величины теплового расширения турбин и их деталей различны и находятся в прямой зависимости от температур пара и размеров цилиндров турбины. В этой связи интервал основного — осевого теплового расширения с повышением начальных параметров пара и мощностей турбин расширился до 50 *мм*.

Тепловое расширение цилиндров каждой турбины изменяется как по величине, так и по знаку (имеется в виду расширение и сжатие) при пуске, нагружении, изменении режимов работы и при останове турбины.

Величину теплового расширения в любом направлении можно приближенно подсчитать по уравнению

$$\Delta l = \alpha t_{cp} l,$$

где α — коэффициент линейного расширения;
t_{cp} — средняя температура турбины или части ее;
l — расстояние от неподвижной поверхности или точки до рассчитываемого сечения.

Приближенность такого расчета заключается в сложности конструкции корпуса, изменении температуры пара по длине турбины, изменении величины коэффициента линейного расширения в зависимости от температуры.

Для конструирования крепления цилиндров к стойкам подшипников и к фундаментным рамам производится расчет величин наибольшего теплового расширения различных деталей при номинальных параметрах пара и режимах работы.

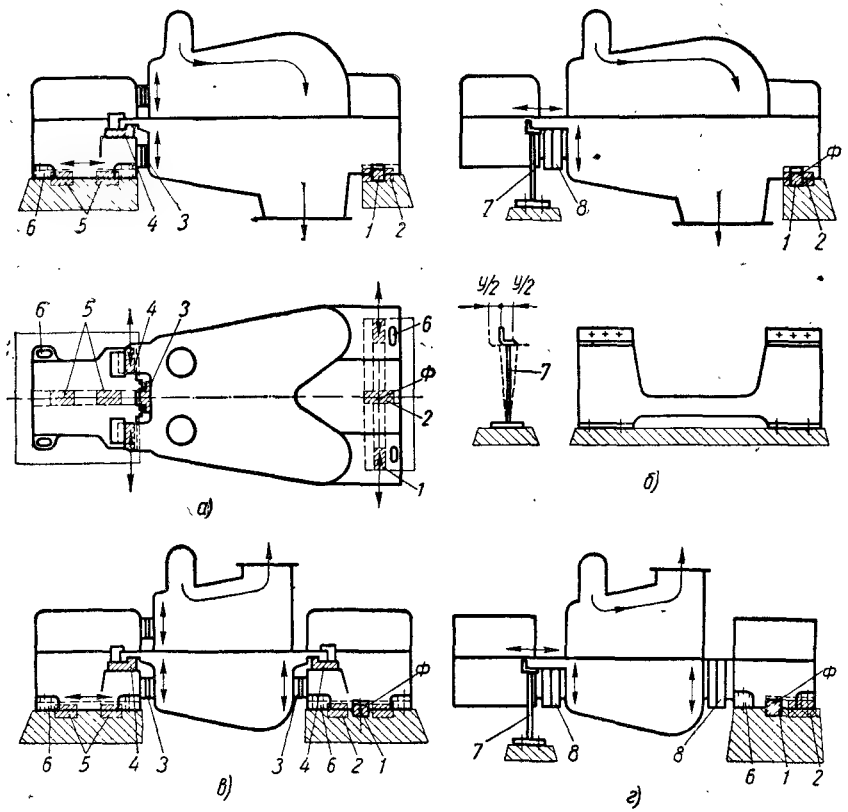
В конденсационных турбинах (фиг. 47, *а*) цилиндр низкого давления боковыми лапами опирается на поперечную фундаментную плиту (раму). Фикспункт (неподвижная точка) турбины определяется пересечением поперечных *1* и продольной *2* (осевой) шпонок и находится на оси турбины под задним подшипником. Такое расположение неподвижной точки исключает влияние теплового расширения турбины на генератор, к тому же здесь, вблизи него, находятся массивные выхлопной патрубок и конденсатор.

Расположение неподвижной точки на оси турбины делается для обеспечения равномерного расширения турбины во все стороны. При таком расположении неподвижной точки тепловое расширение цилиндра низкого давления происходит в сторону цилиндра высокого давления.

Цилиндр высокого давления двумя боковыми лапами (фиг. 47, *а*), являющимися продолжением фланца горизонтального разъема нижней половины, опирается на стойку переднего подшипника. Шпонки *4* фиксируют положение цилиндра в осевом

направлении и в то же время являются направляющими в поперечном.

Для расширения цилиндра относительно стойки переднего подшипника в вертикальном направлении предусматриваются шпонки *3*, расположенные в вертикальной плоскости турбины.



Фиг. 47. Схемы крепления корпусов со стойками подшипников и на фундаментных рамах:

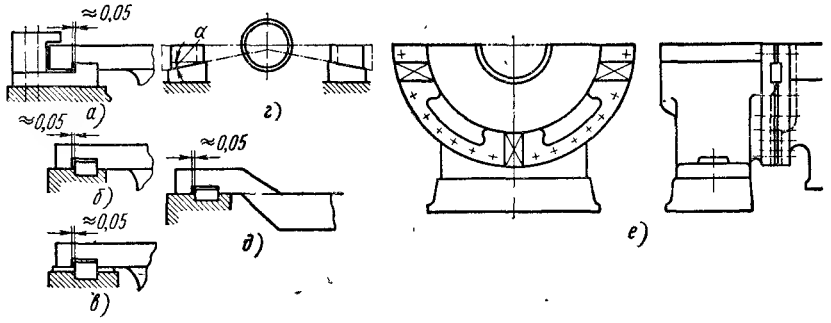
а и *б* — конденсационные турбины; *в* и *г* — турбины с противодавлением; *1*, *4* — поперечные шпонки; *2*, *5* — осевые шпонки; *3* — вертикальные шпонки; *6* — подвижные болтовые соединения; *7* — гибкая опора; *8* — полуфланцевое соединение; *Ф* — фиксирующие точки.

Крепление стойки переднего подшипника к фундаментной раме выполняется подвижным в осевом направлении, для чего предусматриваются обычно две шпонки *5*, расположенные в вертикальной плоскости турбины.

Поверхности скольжения (сопряжения) корпуса подшипника и фундаментной рамы при монтаже протираются серебристым графитом.

В турбинах малых мощностей с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$С применяются отличные от рассмотренных выше соединения цилиндра с корпусом подшипника и подшипника с фундаментной рамой. Цилиндр к переднему подшипнику крепится с помощью полуфланцев. Постоянство взаимного положения осей расточек цилиндра и подшипника обеспечивается двумя поперечными и одной вертикальной шпонками, которые служат направляющими для расширения корпуса в поперечном и вертикальном направлениях (фиг. 47, *б*, *г*; 48, *е*).

Для упразднения трущейся пары применена гибкая опора соединения корпуса подшипника с фундаментной рамой. При



Фиг. 48. Крепление корпуса турбины со стойкой подшипника:

а, *б*, *в*, *г*, *д* — при помощи лап; *е* — при помощи полуфланцевого соединения.

монтаже гибкая опора отклоняется на половину величины теплового расширения ($y/2$) в сторону, противоположную расширению турбины (фиг. 47, *б*, *г*). При расширении гибкая опора проходит вертикальное положение и изгибается в обратную сторону предварительного натяга.

Гибкая опора может быть применена в турбинах, имеющих сравнительно небольшую величину теплового расширения — примерно до 15 *мм*. Впервые в отечественном турбостроении гибкая опора была применена в турбине ВР-25 ХТГЗ. При проектировании турбин больших мощностей с повышенными параметрами пара, обладающих значительными величинами теплового расширения, ХТГЗ от применения гибкой опоры отказался.

В конденсационных турбинах корпус заднего подшипника отливается заодно с нижней половиной выхлопного патрубка или в сварной конструкции цилиндра низкого давления приваривается к нему. Такая возможность представляется потому, что выхлопная часть ц. н. д. имеет почти ту же температуру, что и подшипник.

В турбинах с противодавлением температура пара, а значит, и цилиндра намного превышает температуру корпуса подшипника. Поэтому показанные на фиг. 47, *в*, *г* соединения корпуса

турбины и стойки заднего подшипника выполняются такими же, как и в районе высокого давления, т. е. при помощи лап или как в турбинах КТЗ — жесткими полуфланцами.

Конструкция крепления цилиндра высокого давления со стойками подшипников и на рамах такая же, как и в конденсационных турбинах (см. фиг. 47, *а* и *в*, *б* и *г*).

В конструкциях крепления цилиндра к корпусам подшипников, показанного на фиг. 48, *а*, *б*, *в*, поверхность скольжения лап расположена несколько ниже оси турбины. В связи с этим при тепловом расширении лап ось цилиндра смещается относительно оси подшипника в вертикальном направлении вверх. Другими словами, такая конструкция приводит к расцентровке корпуса и подшипника.

На фиг. 48, *г* и *д* приведены схемы конструкций поперечных лап цилиндра, в которых расцентровка цилиндра и корпуса подшипника устраняется.

В конструкции фиг. 48, *г* плоскость скольжения лап выполнена под углом, поэтому при расширении лап вверх и в поперечном направлении оба расширения суммируются, в результате чего расцентровки расточек цилиндров и корпуса подшипника не происходит. В конструкции *д* поверхность скольжения лап расположена в плоскости горизонтального разъема.

По бокам направляющих осевых и поперечных шпонок *2* и *5* и их пазам в стойках подшипников (см. фиг. 47) предусматриваются зазоры 0,02—0,03 *мм* на сторону; для предупреждения касания этих шпонок по верху зазоры делаются 0,5—1 *мм*.

Для предотвращения отрыва стойки подшипника от фундаментной плиты крепление производится с помощью дистанционных болтов или зажимов с зазором 0,05—0,06 *мм* (фиг. 49).

В вертикальных шпонках (фиг. 47), как правило, шпоночный паз делается на цилиндре турбины как наиболее горячей части, а шпонка к корпусу подшипника крепится винтами. Это исключает заклинивание шпонки в пазу при нагреве турбины и обеспечивает возможность изменения центровки при монтаже. В этом случае суммарные зазоры по бокам составляют 0,03—0,05 *мм*.

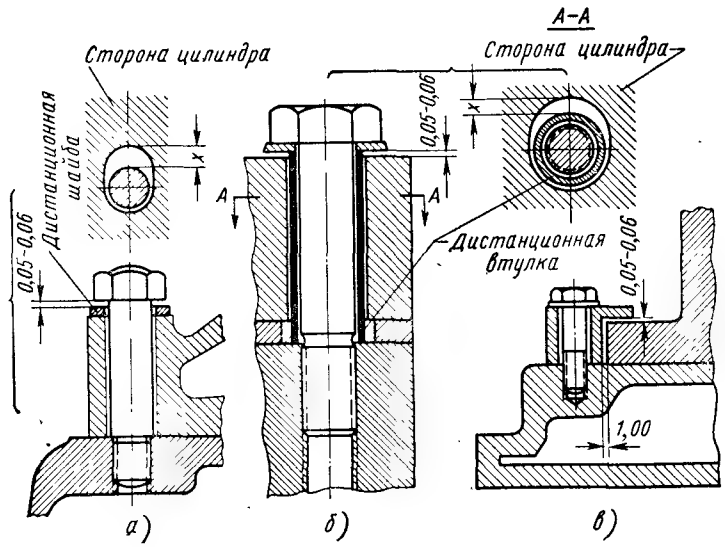
Двухцилиндровые и трехцилиндровые турбины, показанные на фиг. 50, можно рассматривать как состоящие из противодавленческих и конденсационных турбин. Поэтому все сказанное выше о креплении цилиндров к корпусам подшипников и на фундаментных рамах их в равной мере относится и к многоцилиндровым турбинам.

В двухпоточных цилиндрах низкого давления (фиг. 50, *б*) фиксирующая точка располагается вблизи оси паровпуска в этот цилиндр с таким же конструктивным выполнением, как было описано ранее.

В некоторых турбинах с тяжелыми корпусами устанавливают дополнительные опоры с косыми шпонками в передней части, а со

стороны, противоположной вращению, для восприятия ими реакции крутящего момента, действующего на цилиндр, устанавливают пружинные амортизаторы.

В конструкциях турбин с двухстенным цилиндром применяется однотипное крепление внутреннего цилиндра в наружном, которое обеспечивает:



Фиг. 49. Крепление корпусов подшипников:

а — шпильками с дистанционными шайбами; *б* — шпильками с дистанционными втулками; *в* — угловыми шпонками.

1) неподвижность точки в плоскости связи внутреннего и наружного цилиндров, проходящей через оси патрубков подвода пара к сопловым коробкам;

2) свободу осевого расширения внутреннего цилиндра по отношению к наружному в зависимости от плоскости, проходящей через оси патрубков паровпуска;

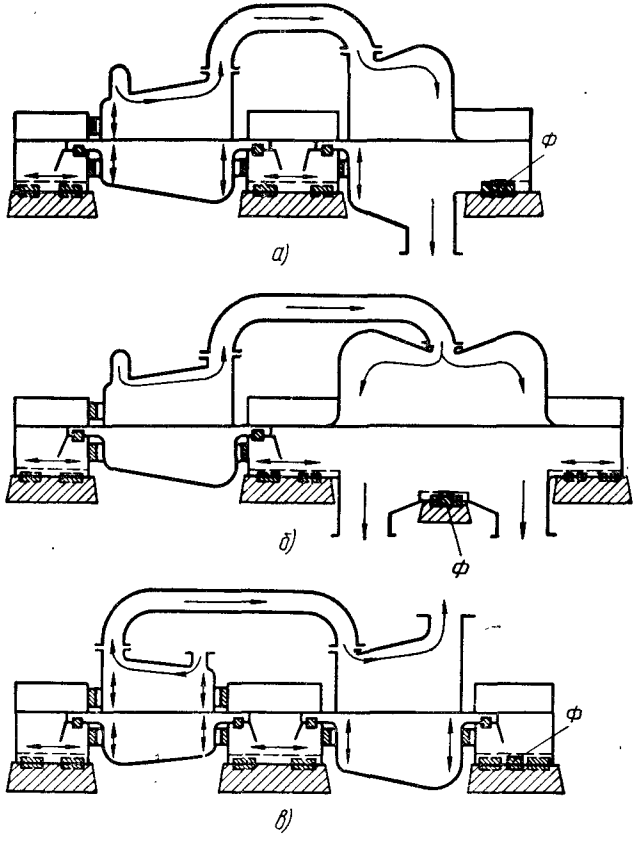
3) свободу радиального расширения внутреннего цилиндра по отношению к наружному с сохранением взаимного положения осей их расточек.

Нижняя половина внутреннего цилиндра устанавливается в нижнюю половину наружного, покоящегося на лапах *1* и *3* (фиг. 51), которые являются продолжением фланца горизонтального разъема. Эти лапы одновременно служат шпонками, позволяющими относительные, поперечное и осевое тепловые перемещения в плоскости горизонтального разъема.

Величина толщины лап *H* выбирается минимально допускаемой по условиям прочности, так как расстояние *H* от опорной

поверхности лап до плоскости горизонтального разъема определяет смещение оси расточек внутреннего цилиндра по отношению к оси наружного при наличии разности температур их фланцев.

Величина осевых зазоров не менее 1,5—2 *мм* между лапами (шпонками) *1* и *3* и пазами в наружном цилиндре выбирается

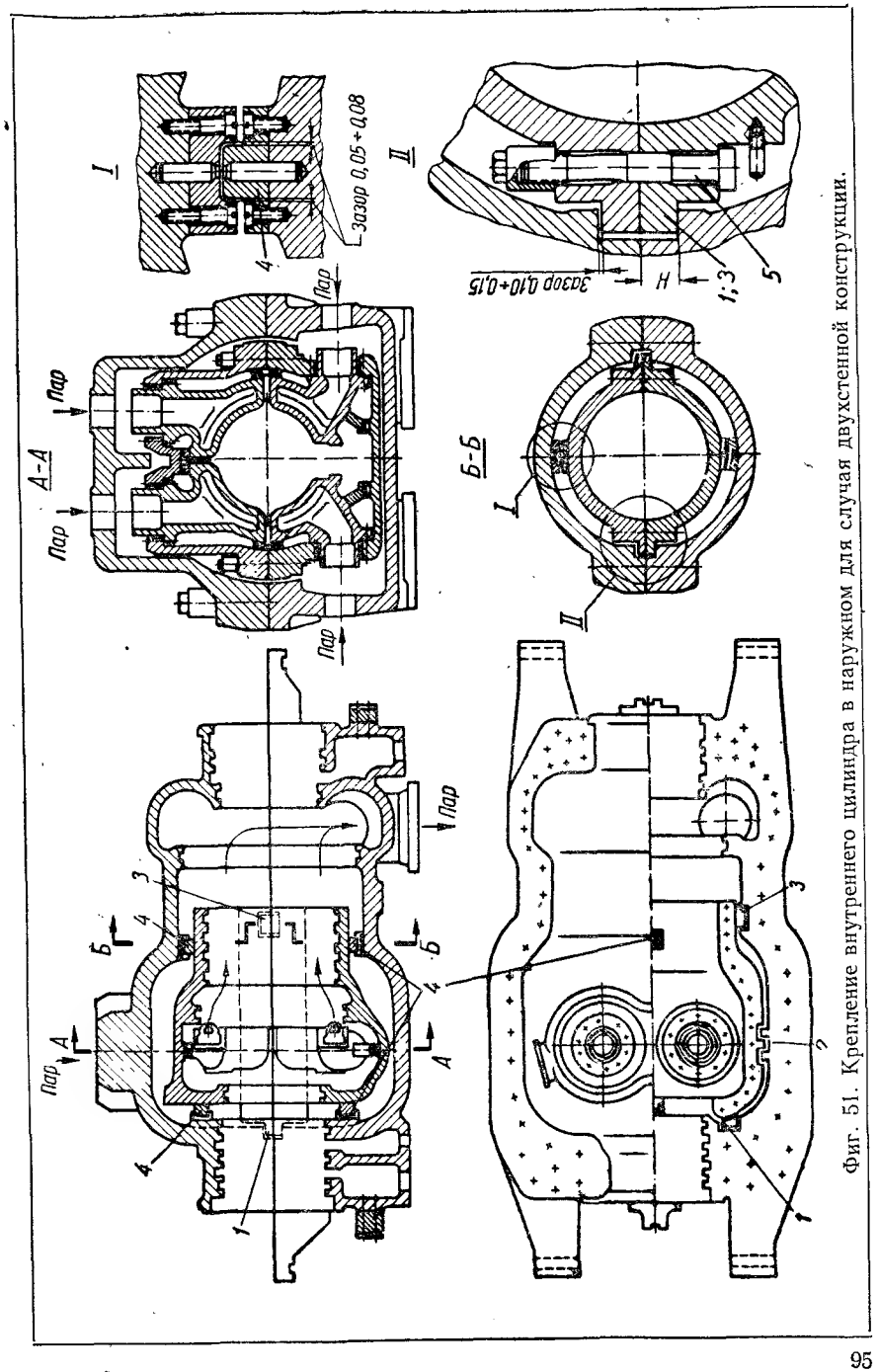


Фиг. 50. Схемы крепления корпусов со стойками подшигников и на фундаментных рамах двухцилиндровых турбин:

а и *б* — конденсационного типа; *в* — турбины с противодавлением; *Ф* — фиксирующие точки.

исходя из предполагаемой наибольшей разности температур, возможной при пуске и эксплуатации турбины между внутренним и наружными цилиндрами; расстояния от плоскости, перпендикулярной к оси турбины, проходящей через оси пароподводящих патрубков к сопловым коробкам, и коэффициентов линейного расширения цилиндров.

Указанные зазоры обычно выбирают с запасом до 3—4 *мм*, а в шпоночном соединении *3* паз во фланце наружного цилиндра



Фиг. 51. Крепление внутреннего цилиндра в наружном для случая двухстенной конструкции.

в ряде случаев делается сквозным, т. е. без ограничения в нем осевого зазора.

Радиальные зазоры в шпоночных соединениях *1* и *3* выбираются не менее 1,5—2 *мм*, при этом также исходят из предполагаемой наибольшей разности температур между цилиндрами, коэффициентов линейного расширения и расстояния до оси турбины.

Верхняя половина внутреннего цилиндра прибалчивается к нижней для обеспечения паронепроницаемости по горизонтальному разъему. В районе лап (шпонок) *1* и *3* устанавливаются призонные болты *5* для точного совпадения внутренних расточек в верхней и нижней половинах корпуса, т. е. центровки одной половины по другой.

Верхний зазор 0,10—0,15 *мм* делается для обеспечения возможности относительного теплового расширения цилиндров при увеличении толщины лап $2H$ на величину $\Delta 2H$ за счет их относительного теплового расширения.

Сохранение неподвижной в осевом направлении плоскости, проходящей через оси пароподводящих патрубков к сопловым коробкам и перпендикулярной к оси турбины, обеспечивается шпоночным соединением *2*. Это соединение фиксирует внутренний корпус цилиндра по отношению к наружному в осевом направлении и позволяет радиальное его расширение. В радиальном направлении выбираются зазоры не менее 1,5—2 *мм* исходя из возможной максимальной разности температур между цилиндрами, их коэффициентов линейного расширения и расстояния до оси турбины.

Вертикальные и продольные шпонки *4*, расположенные в вертикальной плоскости, совпадающей с осью турбины, фиксируют положение внутреннего цилиндра по отношению к наружному в поперечном направлении и обеспечивают их относительное тепловое расширение в осевом и радиальном направлениях.

В вертикальных шпоночных соединениях *4* в осевом направлении предусматривается осевой зазор не менее 1,5—2 *мм* исходя из разности температур между цилиндрами, коэффициентов линейного расширения и расстояния до неподвижной в осевом направлении плоскости, проходящей через оси патрубков, подводящих пар к сопловым коробкам. Шпоночные пазы выполняются сквозными, тем самым радиальное расширение не ограничивается.

В осевых шпоночных соединениях *4* предусматривается радиальный зазор не менее 1,5—2 *мм* исходя из возможной разности температур между цилиндрами, коэффициентов линейного расширения и расстояния до оси турбины. Осевое расширение не ограничивается зазором, так как шпоночный паз делается сквозным.

Фиксацией внутреннего цилиндра по отношению к наружному в рассмотренных шпоночных соединениях в вертикальной, горизонтальной и перпендикулярной к оси турбины плоскостях образуется неподвижная точка внутреннего цилиндра, располагающаяся в плоскости (проходящей через оси паропроводящих патрубков к сопловым коробкам) и совпадающая с осью турбины.

За счет толщины лап (шпонок) H при тепловых расширениях до 0,05 *мм* может быть несовпадение неподвижной точки с осью расточек наружного цилиндра турбины.

§ 11. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРОВ СТАТОРА ТУРБИНЫ

Расчет цилиндров статора состоит из расчета стенок и фланцевых соединений.

Сложность конструкции цилиндра определяется разнообразием геометрических форм, наличием ребер жесткости, фланцев горизонтального и вертикальных разъемов, а также фланцев и патрубков отбора пара. В дополнение к конструктивным требованиям сложность задачи определения напряжений в стенках и фланцевых соединениях цилиндров создают изменения параметров и направления движения пара при пуске, нагружении, различных режимах эксплуатации и др.

До настоящего времени различными авторами предложены в той или иной мере приближенные методики расчетов. С ростом начальных параметров пара актуальность отработки методики расчета цилиндра возросла.

Большое значение при проектировании цилиндра, как рассмотрено ранее, имеет выбор размеров фланцев горизонтального разъема и шпилек (болтов), их соединяющих. Фланцевое соединение цилиндра должно быть герметически плотным, прочным и долговечным.

Под долговечностью фланцевого соединения понимается время между перезатяжками шпилек (болтов), которое должно быть не менее, чем время между остановами турбины на плановый ремонт. Крепеж без перезатяжки рассчитывается на срок службы не менее чем 10 000 *ч*; желательно, чтобы срок службы без перезатяжки равнялся двум годам эксплуатации, т. е. практически 15 000 *ч*.

Основным фактором, влияющим на долговечность фланцевого соединения, является релаксация напряжений шпилек (болтов) под действием температуры, вследствие чего происходит ослабление затяжки шпилек (болтов).

Таким образом, усилие затяжки шпилек должно быть задано таким, чтобы при ослаблении ее вследствие релаксации напряжений остаточное напряжение предотвращало пропаривание по разъему до остановки турбины на плановый ремонт.

При этом необходимо учитывать, что большие толщины фланцев горизонтального разъема ухудшают условия прогрева турбины при пуске и ее нагружении, что приводит к значительному изменению осевых зазоров в проточной части и концевых уплотнениях, удаленных от упорного подшипника турбины.

Турбостроительные заводы интересуют величины напряжений в различных местах цилиндра: в стенках, в местах перехода поверхностей одного диаметра к другому, от фланцев к стенкам, в торцовых поверхностях, обычно выполняемых конической или овальной формы, и т. д. Для получения этих величин напряжений проводят экспериментальные работы.

Для турбин повышенных параметров пара применяются методы расчета цилиндров, разработанные на ЛМЗ и в ЦКТИ.

В данной книге излагается приближенный наиболее простой метод расчета, широко применяющийся на турбостроительных заводах и дающий точность, достаточную для практики.

Расчет стенок производится грубо ориентировочно по формуле тонкостенных цилиндрических сосудов без учета фланцев, ребер жескости и т. д.:

$$\delta = \frac{pD}{2\sigma_{доп}} \text{ см}, \qquad (4)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра в *см*;

δ — толщина стенки в *см*;

$\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение в *н/м²* (*кГ/см²*), выбираемое по пределу текучести металлов для относительно невысоких температур пара и с учетом ползучести металла для высоких температур;

p — разность давления в данном месте по обе стороны стенки цилиндра в *н/м²* (*кГ/см²*).

Получаемая по расчету толщина стенки δ обычно небольшой величины, и ее увеличивают для придания жесткости цилиндру и получения качественного литья.

Расчет фланцев и болтов состоит из трех частей: определения величины усилия затяжки болтов (шпилек), размеров фланцев и расчета диаметра болтов (шпилек).

Для расчета усилия затяжки болта рассмотрим силы, действующие на фланцевое соединение горизонтального разъема цилиндра.

На фланец цилиндра действует внутреннее давление p, стремящееся оторвать одну половину цилиндра от другой (фиг. 52, *а*).

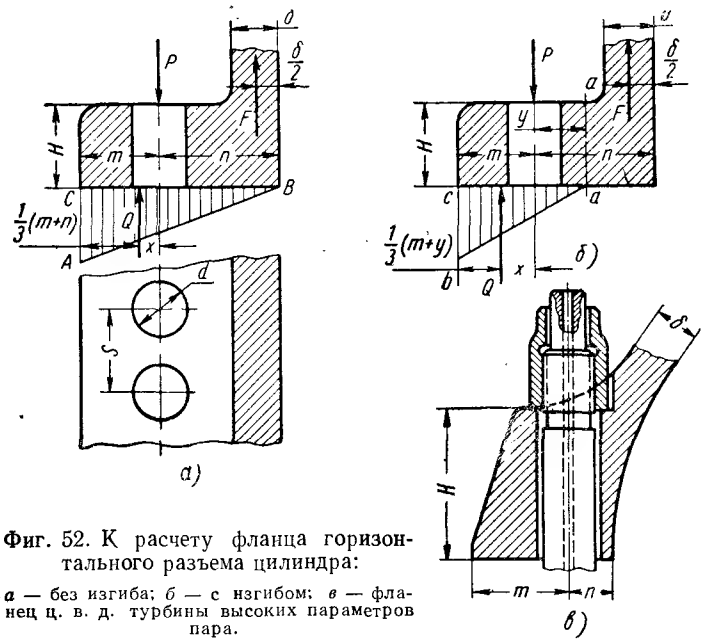
Величина силы F от действия внутреннего давления по длине шага s болтов определяется по уравнению

$$F = \frac{pDs}{2} \text{ н (кГ)}, \qquad (5)$$

где p — избыточное давление в *н/м²* (*ати*); D в *м* (*см*); s в *м* (*см*).

Силу F, стремящуюся оторвать один фланец от другого, можно считать приложенной посредине толщины стенки цилиндра. Усилие затяжки болта P обеспечивает плотность фланцевого соединения. При достаточной толщине фланцев усилие P создает на поверхности соприкосновения фланцев давление q, распределенное по линейному закону. В частном случае, когда расстояние от края фланца до оси болта m равно расстоянию от оси болта до середины толщины стенки цилиндра $n - \frac{\delta}{2}$ $\left(m = n - \frac{\delta}{2}\right)$, давление q можно считать распределенным равномерно при $F = 0$.

Под действием силы $F > 0$ изменяются величина и закон распределения давления q. Предположим, что усилие P при данной



Фиг. 52. К расчету фланца горизонтального разъема цилиндра:

а — без изгиба; *б* — с изгибом; *в* — фланец ц. в. д. турбины высоких параметров пара.

величине силы F выбрано таким, чтобы фланцевое соединение было плотным и фланец не изгибался. При этом эпюра давлений на поверхности соприкосновения фланцев изобразится в виде треугольника ABC (фиг. 52, *а*). В точке B усилие равно нулю, а в точке C оно имеет максимальное значение.

Равнодействующая Q сил реакции q приложена в центре тяжести треугольника на расстоянии $\frac{1}{3}(m + n)$ от края фланца. Составим уравнения перерезывающих сил

$$P = Q + F$$

и изгибающих моментов относительно оси действия силы затяжки шпильки

$$Qx = F\left(n - \frac{\delta}{2}\right).$$

В этих уравнениях неизвестными являются силы P и Q. Решая систему уравнений относительно силы P, получим

$$P = F\left(1 + \frac{n - \frac{\delta}{2}}{x}\right), \qquad (6)$$

где

$$x = m - \frac{m+n}{3} = \frac{2m-n}{3}.$$

Подставляя значение x в уравнение (6) и произведя необходимые преобразования, получим

$$\eta = \frac{P}{F} = 1 + \frac{n - \frac{\delta}{2}}{x} = 1 + \frac{n - \frac{\delta}{2}}{\frac{2m-n}{3}} = \frac{4m + 4n - 3\delta}{4m - 2n}. \qquad (7)$$

Отношение усилия затяжки шпильки (болта) к паровому усилию на одну шпильку называется коэффициентом затяжки. Рассмотрим два частных случая (фиг. 52, *а*).

Пример 1. При $m = n = \delta$ по уравнению (7) коэффициент затяжки $\eta = 2{,}5$.

Пример 2. При $m = 2n = 2\delta$ $\eta = 1{,}5$.

Из анализа уравнения (7) и рассмотрения частных случаев следует, что коэффициент затяжки $\eta > 1$, т. е. сила затяжки шпильки P всегда больше парового усилия F.

Уменьшения силы затяжки P и, следовательно, диаметра шпильки (болта) можно достичь в основном четырьмя путями.

1. Уменьшением размера n от оси шпильки до внутренней поверхности цилиндра достигается уменьшение силы затяжки болта в соответствии с уравнением (7).

В цилиндрах действующих турбин (фиг. 52, *в*) минимальное значение размера n равно:

$$n = 0{,}5d + (30 \div 40) \text{ мм}, \qquad (8)$$

где d — диаметр отверстия под шпильку (болт) во фланце.

Уменьшение размера n конструктивно достигается увеличением высоты фланца H, местной подрезкой стенки цилиндра под гайку, которая, в свою очередь, делается колпачковой для выноса шестигранника под ключ (фиг. 52, *в*).

2. Увеличение ширины фланца за счет увеличения размера m от оси шпильки до торца фланца уменьшает коэффициент затяжки η по уравнению (7). Например, из ранее рассмотренных двух частных случаев следует, что увеличение размера m в 2 раза привело к уменьшению коэффициента затяжки от $\eta = 2{,}5$ до $\eta = 1{,}5$, с другой стороны, при конструировании фланцевого соединения следует иметь в виду, что увеличение ширины фланца ухудшает

его прогрев при пуске и нагружении турбины. Ширина фланца обычно выбирается равной

$$m + n = (2 \div 3{,}5)\, n, \text{ т. е. } m = (1 \div 2{,}5)\, n. \qquad (9)$$

3. Уменьшение шага шпилек s в соответствии с уравнением (5) приводит к уменьшению парового усилия F, приходящегося на одну шпильку, а значит, по уравнению (6) к силе P. Исходя из конструкции колпачковых гаек минимально допустимую величину шага s шпилек можно принять

$$s = (1{,}5 \div 1{,}7)\, d, \qquad (10)$$

где d — диаметр отверстия во фланце под шпильку. Наружный диаметр резьбы шпильки принимают равным $d_н = d - 5$ *мм*.

4. Путем уменьшения поверхности плотного соприкосновения фланцев, допуская частично работу на изгиб, достигается уменьшение коэффициента затяжки η. Для определения усилия затяжки шпильки при допущении частичного изгиба фланцев рассмотрим усилия, действующие на фланец в этом случае (фиг. 52, *б*). Предположим, что в сечении $a - a$, расположенном на расстоянии y от оси болта, прекращается плотное прилегание фланцев один к другому.

Эпюра контактного давления в плоскости разъема на длине шага шпилек изображается треугольником *авс*, и равнодействующая Q приложена в его центре тяжести на расстоянии $\frac{1}{3}(m + y)$ от края фланца.

Составляя систему уравнений подобно первому случаю полного соприкосновения фланцев, получим также уравнение (6). Подставляя в него значение x (фиг. 52, *б*), равное

$$x = m - \frac{m+y}{3} = \frac{2m-y}{3},$$

получим

$$\eta = \frac{P}{F} = 1 + \frac{n - \frac{\delta}{2}}{x} = 1 + \frac{n - \frac{\delta}{2}}{\frac{2m-y}{3}} = \frac{4m - 2y + 6n - 3\delta}{4m - 2y}. \qquad (11)$$

Для оценки влияния частичного раскрытия фланца на коэффициент затяжки рассмотрим частные случаи, приведенные ранее, но с изгибом фланца.

Пример 1. При $m = n = \delta$ и $y = 0{,}5n$ по уравнению (11) коэффициент затяжки $\eta = 2$.

Пример 2. При $m = 2n = 2\delta$ и $y = 0{,}5n$ по уравнению (11) $\eta = 1{,}43$.

В первом случае с вводом частичного изгиба фланца коэффициент затяжки уменьшился от $\eta = 2{,}5$ до $\eta = 2$, а во втором от

$\eta = 1{,}5$ до $\eta = 1{,}43$. Отсюда можно сделать вывод, что с увеличением размера m влияние частичного раскрытия фланца на коэффициент затяжки уменьшается.

Растягивающие напряжения в шпильке

$$\sigma_ш = \frac{P}{f_ш} = \frac{\eta F}{f_ш}, \qquad (12)$$

где площадь сечения шпильки равна:

$f_ш = \frac{\pi d_ш^2}{4}$ — для шпильки, имеющей сплошное сечение с расчетным диаметром $d_ш$ — внутренним диаметром резьбы или диаметром проточки под резьбой;

$f_ш = \frac{\pi}{4}(d_ш^2 - d_0^2)$ — для шпильки с центральным отверстием для прогрева при тепловой затяжке, диаметр отверстия принимается $d_0 = 18 \div 30$ *мм* в зависимости от диаметра, длины и металла шпильки.

В уравнение (12) при отсутствии явления релаксации вместо $\sigma_ш$ подставляется $\sigma_{доп}$, а при наличии релаксации напряжений вместо $\sigma_ш$ подставляется $\sigma_к$ — конечное (остаточное) напряжение в шпильке в конце заданного срока службы до перезатяжки, обычно равного 10 000 *ч* (см. табл. 9). Полученные размеры фланцев и шпилек (болтов) из условия обеспечения плотности разъема необходимо проверить на прочность. В случае раскрытия фланца в нем возникают изгибающие напряжения

$$\sigma_и = \frac{Fx_1}{W}, \qquad (13)$$

где $W = \frac{sH^2}{6}$ — момент сопротивления сечения фланца;

$x_1 = n - y - \frac{\delta}{2}$ — плечо изгиба.

По условию плотности фланцевого соединения минимально допустимым значением является $y = 0{,}5d$, тогда $x_1 = n - 0{,}5(d + \delta)$. Наиболее ослабленное сечение фланца по осям отверстий проверяют на изгиб при $y = 0$, так как вследствие релаксации напряжений в шпильках, работающих при высоких температурах, может произойти раскрытие фланца до оси отверстия, тогда

$$\sigma_и = \frac{Fx_1}{W} = \frac{6F(n - 0{,}5\delta)}{(s - d)H^2}. \qquad (13а)$$

Поясним на примере порядок расчета оптимальных размеров фланца и шпильки, обеспечивающих плотность разъема.

Пример. Определить размеры фланца и шпильки горизонтального разъема корпуса ц. в. д. при перепаде давления на стенку $p_{изб} = 52{,}6 \cdot 10^5$ *н/м*^{2} ($p = 53{,}6$ *кГ/см*^{2}), температуре шпильки

$t_ш = 525°$ С, диаметре корпуса $D = 140$ *см*, толщине стенки $\delta = 9$ *см*.

Материал шпильки выбирается по рабочей температуре (см. табл. 6 и 9) — сталь ЭИ723 с остаточным напряжением $\sigma_к = 1060 \cdot 10^5$ *н/м*^{2} ($\sigma_к = 1080$ *кГ/см*^{2}) за 10 000 *ч* при начальном напряжении затяга $\sigma_0 = 2450 \cdot 10^5$ *н/м*^{2} ($\sigma_0 = 2500$ *кГ/см*^{2}). Коэффициент затяжки предварительно принимается малым ($\eta = 1{,}2$) для того, чтобы диаметр и шаг шпилек были минимально возможными.

Подставив в уравнение (12) значения всех величин по уравнениям (5) и (10)

$$\sigma_ш = \frac{\eta F}{f_ш} = \frac{pDs}{2} \cdot \frac{4\eta}{\pi d_ш^2} = 2pD\,\frac{1{,}6^2\eta}{s\pi},$$

получим приблизительную формулу для подсчета шага шпилек

$$s \approx \frac{2pD}{\sigma_к} = \frac{2 \cdot 52{,}6 \cdot 10^5 \cdot 140}{1060 \cdot 10^5} \approx 14 \text{ см};$$

$$s \approx \frac{2pD}{\sigma_к} = \frac{2 \cdot 53{,}6 \cdot 140}{1080} \approx 14 \text{ см};$$

где

$$\frac{1{,}6^2\eta}{\pi} \approx \frac{1{,}6^2 \cdot 1{,}2}{\pi} \approx 1;$$

диаметр отверстия во фланце $d = \frac{s}{1{,}6} = \frac{14}{1{,}6} = 8{,}75$ *см*. Принимаем $d = 9$ *см*. Наружный диаметр шпильки $d_н = d - 5 = 8{,}5$ *см*.

В соответствии с ГОСТ 9150—59 принимается резьба М85×6; внутренний диаметр резьбы $d_ш = 7{,}85$ *см*.

Площадь сечения шпильки

$$f_ш = \frac{\pi}{4}(d_ш^2 - d_0^2) = 0{,}785(7{,}85^2 - 2{,}4^2) = 43{,}8 \text{ см}^2,$$

где $d_0 = 2{,}4$ *см* принят.

Подсчитываются размеры фланца по формулам (8) и (9):

$$n = 0{,}5d + 3{,}5 = 0{,}5 \cdot 9 + 3{,}5 = 8 \text{ см};$$

$$m + n = 3n = 3 \cdot 8 = 24 \text{ см}; \quad m = 2n = 2 \cdot 8 = 16 \text{ см};$$

коэффициент затяжки подсчитывается по уравнению (7):

$$\eta = \frac{4m + 4n - 3\delta}{4m - 2n} = \frac{4 \cdot 16 + 4 \cdot 8 - 3 \cdot 9}{4 \cdot 16 - 2 \cdot 8} \approx 1{,}44.$$

Конечное напряжение в шпильке определяется по уравнению (12):

$$\sigma_ш = \frac{\eta F}{f_ш} = \frac{\eta pDs}{2f_ш} = \frac{1{,}44 \cdot 52{,}6 \cdot 10^5 \cdot 140 \cdot 14}{2 \cdot 43{,}8} = 169{,}2\ Мн/м^2;$$

$$\sigma_ш = \frac{\eta F}{f_ш} = \frac{\eta pDs}{2f_ш} = \frac{1{,}44 \cdot 53{,}6 \cdot 140 \cdot 14}{2 \cdot 43{,}8} = 1725\ кГ/см^2.$$

Полученное напряжение в результате первого расчета значительно превосходит допускаемое $\sigma_ш > \sigma_к$, поэтому из соотношения, получаемого из уравнения (12), записанного для различных диаметров и напряжений в шпильке, определяем новое значение площади сечения шпильки:

$$f'_ш = f_ш \cdot \frac{\sigma_ш}{\sigma_к} = 43{,}8\,\frac{1692 \cdot 10^5}{1060 \cdot 10^5} = 70\ см^2;$$

$$f'_ш = f_ш \cdot \frac{\sigma_ш}{\sigma_к} = 43{,}8\,\frac{1725}{1080} = 70\ см^2.$$

По формуле для площади сечения шпильки определяем расчетный диаметр ее:

$$d'_ш = \sqrt{\frac{4}{\pi} f'_ш + d_0^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 70 + 2{,}4^2} = 9{,}75\ см.$$

Принимаем резьбу М105 × 6, имеющую внутренний диаметр $d_ш = 9{,}85$ *см* и $f_ш = \frac{\pi}{4}(9{,}85^2 - 2{,}4^2) = 71{,}5$ *см*.

Размеры фланца в соответствии с новым диаметром шпильки по формулам (8) и (9) $n = 8{,}75$ *см*; $m = 17{,}5$ *см*; $m + n = 26{,}25$ *см* и $d = d_н + 0{,}5 = 11$ *см*; $s = d \cdot 1{,}6 = 11 \cdot 1{,}6 = 17{,}6$ *см*.

Коэффициент затяжки по уравнению (7)

$$\eta = \frac{4 \cdot 17{,}5 + 4 \cdot 8{,}75 - 3 \cdot 9}{4 \cdot 17{,}5 - 2 \cdot 8{,}75} \approx 1{,}45;$$

напряжение в шпильке по уравнению (12)

$$\sigma_ш = \frac{\eta pDs}{2f_ш} = \frac{1{,}45 \cdot 52{,}6 \cdot 10^5 \cdot 140 \cdot 17{,}6}{2 \cdot 71{,}5} = 131{,}9\ Мн/м^2;$$

$$\sigma_ш = \frac{\eta pDs}{2f_ш} = \frac{1{,}45 \cdot 53{,}6 \cdot 140 \cdot 17{,}6}{2 \cdot 71{,}5} = 1345\ кГ/см^2.$$

Полученное напряжение в шпильке опять превосходит допускаемое $\sigma_ш > \sigma_к$, поэтому еще раз следует повторить расчет:

$$f''_ш = f_ш \frac{\sigma_ш}{\sigma_к} = 71{,}5 \cdot \frac{1319 \cdot 10^5}{1060 \cdot 10^5} = 89\ см^2;$$

$$f''_ш = f_ш \frac{\sigma_ш}{\sigma_к} = 71{,}5\,\frac{1345}{1080} = 89\ см^2;$$

$$d''_ш = \sqrt{\frac{4}{\pi} f''_ш + d_0^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 89 + 2{,}4^2} = 10{,}9\ см.$$

Принимаем резьбу М115 × 6, тогда $d_ш = 10{,}85$ *см*; $f_ш = 88$ *см*; $d = 12$ *см*; $n = 9{,}1$ *см*; $m + n = 30$ *см*; $m = 20{,}9$ *см*; $s = 18$ *см*;

$$\eta = \frac{4 \cdot 20{,}9 + 4 \cdot 9{,}1 - 3 \cdot 9}{4 \cdot 20{,}9 - 2 \cdot 9{,}1} = 1{,}42.$$

Напряжение в шпильке по уравнению (12)

$$\sigma_ш = \frac{1{,}42 \cdot 52{,}6 \cdot 10^5 \cdot 140 \cdot 18}{2 \cdot 88} = 106{,}9\ Мн/м^2;$$

$$\sigma_ш = \frac{1{,}42 \cdot 53{,}6 \cdot 140 \cdot 18}{2 \cdot 88} = 1090\ кГ/см^2.$$

Полученное по расчету $\sigma_ш$ равно $\sigma_к = 106{,}9\ Мн/м^2$ ($1090\ кГ/см^2$) для стали ЭИ723 при $\sigma_0 = 245\ Мн/м^2$ ($2500\ кГ/см^2$) согласно табл. 9.

Вследствие того что в расчете не учтена ползучесть фланца и резьбовой пары шпильки с гайкой и другие факторы, влияющие на плотность, принимаем начальное напряжение несколько завышенным, т. е. $\sigma_0 = 2940 \cdot 10^5\ н/м^2$ ($\sigma_0 = 3000\ кГ/см^2$), тогда конечное (остаточное) напряжение после 10 000 *ч* будет равно $\sigma_к = 1260 \cdot 10^5\ н/м^2$ ($\sigma_к = 1280\ кГ/см^2$). Полученные размеры фланцев из условий обеспечения плотности разъема необходимо проверить на прочность по уравнению (13а) в наихудшем случае при $y = 0$:

$$\sigma_и = \frac{6p\frac{D}{2} \cdot s(n - 0{,}5\delta)}{(s - d)H^2} = \frac{6 \cdot 52{,}6 \cdot 10^5 \cdot \frac{140}{2} \cdot 18(9{,}1 - 0{,}5 \cdot 9)}{(18 - 12) \cdot 32^2} = 29{,}71\ Мн/м^2;$$

$$\sigma_и = \frac{6p \cdot \frac{D}{2} \cdot s(n - 0{,}5\delta)}{(s - d)H^2} = \frac{6 \cdot 53{,}6 \cdot \frac{140}{2} \cdot 18(9{,}1 - 0{,}5 \cdot 9)}{(18 - 12) \cdot 32^2} = 303{,}5\ кГ/см^2,$$

где величина $H = 32$ *см* (фиг. 52, *в*) получена конструктивно исходя из размеров n, d, m фланца.

Полученное напряжение $\sigma_и < \sigma_{доп}$ для материала фланца соответствует стали 20 ХМФЛ, применяемой для данной температуры.

Расчет вертикальных фланцев. Величина силы F_1, действующая на протяжении шага болтов, определяется по формуле

$$F_1 = p\frac{\pi D^2}{4z},$$

где $z = \frac{\pi D}{s}$ — число болтов по окружности фланца, тогда

$$F_1 = p\frac{Ds}{4}. \quad (14)$$

Сравнивая величину F_1 в вертикальном фланце с величиной F, найденной по уравнению (5) в горизонтальном фланце, видим, что усилия работы вертикальных фланцев в два раза меньше горизонтальных. Дальнейший расчет вертикальных фланцев производится так же, как горизонтальных. Меньшие усилия F_1 позволяют создать в вертикальном фланцевом соединении плотное соединение без частичного изгиба фланцев.

Растягивающее напряжение в стенке корпуса от осевой силы

$$\sigma = \frac{pD}{4\delta}. \quad (15)$$

§ 12. МАТЕРИАЛЫ ЦИЛИНДРОВ, ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОБОЙМ, КЛАПАННЫХ И СОПЛОВЫХ КОРОБОК

Металлы, применяемые для деталей статора паровой турбины, должны обладать достаточно высокими прочностными и пластическими характеристиками при рабочих температурах пара; хорошими литейными свойствами — малой вязкостью в жидком состоянии и малой усадкой (примерно 2%) при застывании; хорошей свариваемостью.

Детали, правильно сконструированные в литейном отношении, рационально разработанные технологические процессы отливки и термической обработки обеспечивают достаточно равномерную структуру металла во всех зонах.

Остывшая в форме отливка обычно имеет напряженную грубозернистую структуру с низкими неравномерными в различных сечениях механическими свойствами и особенно низкими пластическими характеристиками. Рациональная термическая обработка детали обеспечивает мелкозернистую однородную структуру металла, придает требуемые механические свойства и почти полностью снимает внутренние напряжения, появившиеся при отвердении металла. Основным недостатком, характерным для литой стали, является различие пластичности в разных местах отливки, поэтому для испытания механических свойств отбираются пробы (не менее двух) из нескольких зон отливки. На турбинном заводе от каждой принимаемой индивидуальной отливки после полного

удаления всех дефектов, заварки этих мест и окончательной термической обработки пробы отрезаются холодным способом.

Полуфабрикат в виде фасонного обрубленного литья поставляется по ГОСТам, ведомственным или заводским нормалям после термической обработки, обеспечивающей требуемые ГОСТом или ТУ (техническими условиями) механические свойства и макроструктуру металла в изломе. Металл отливок должен быть плотным, однородным, без пузырей, раковин, трещин и других дефектов. Помимо того, иногда контролируется зернистость, величина зерен.

Поверхность отливки не должна иметь пригара, спаев, плен, усадок и механических повреждений, снижающих прочность отливки. В табл. 6—9 приведены температурная область применения сталей различных марок для деталей статора паровых турбин, их химический состав, механические свойства и релаксационная стойкость крепежных сталей и сплавов.

По полученным прочностным характеристикам металла отливок при температуре 20° С и сравнению с образцами, испытанными на ползучесть и длительную прочность, оцениваются длительные прочностные характеристики. Следует иметь в виду неизбежность различия результатов этих испытаний, поэтому принимаются нижние значения ползучести и длительной прочности при данной температуре рабочей среды.

Свариваемость сталей является одним из важнейших свойств, определяющих возможность ее применения для деталей статора турбины. Сварке подвергаются как одноименные, так и разноименные марки сталей. Под свариваемостью понимают свойства материала, характеризующие его способность к образованию качественного сварного соединения, удовлетворяющего техническим требованиям.

Наплавленный металл шва и околошовная зона (зона термического влияния сварки) должны иметь однородность структуры, высокие показатели прочности и плотности, близкие к свойствам основного металла изделия.

Для сварки ответственных деталей паровых турбин применяется электродуговая сварка, а для получения наиболее высокого качества шва электродуговая сварка производится в среде углекислого или инертных газов. Газовая (автогенная) сварка не применяется потому, что при этом прогревается большая зона металла вследствие чего происходит значительная усадка, которая при остывании может вызвать деформацию детали; ухудшается качество шва из-за плохой защиты расплавленного металла от окисления или науглероживания места сварки пламенем горелки и азотирования.

Перлитные стали (углеродистые, хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые) являются наиболее распространенными в сварных конструкциях паровых турбин, в частности для дета-

Таблица 6

Температурная область применения сталей для деталей статора паровых турбин

Марка стали: Индекс	Марка стали: Буквенное обозначение	Рекомендуемый верхний предел температуры применения в °С	Предельная температура применения в °С	Классификация сталей: по фазовой структуре	Классификация сталей: по производству	Область применения
	Сталь 20	350	400—450	Перлитная	Листовой прокат	Стали для корпусов цилиндров, корпусов клапанов и сопловых коробок
	Сталь 3	350	400—450			
	25-Л	350	400—450	»	Литая сталь	
	20ХМ-Л	500	500—510	»	То же	
	20ХМФ-Л	535	510—540	»	»	
	15Х1М1Ф-Л	570	570—580	»	»	
П1-Л	15Х1М1ФК1Р-Л	580	580—600	»	»	
П3-Л	15Х2М2ФБС-Л	580	580	»	»	
Х11Л-Б	15Х11МВФ-Л	580—600	580—600	Нержавеющая жаростойкая и жаропрочная сталь мартенситно-ферритная	»	
ЛА-1						
ЛА-5	—	650	650	Аустенитная	»	
ЭИ405	Х16Н13М2Б	600	550—650	»	Кованая сталь	
ЭИ612	Х15Н35В3Т	650	650—700	»	То же	
	Сталь 35	250—300		Перлитная	Кованая сталь	Крепежные стали и сплавы
	35ХМ	400	480	»	То же	
ЭИ10	25Х2МФА	500	500—510	»	»	
ЭИ723	25Х2М1Ф	500—550	550	»	»	
ЭИ612	Х15Н35В3Т	650	650—700	Аустенитная	»	
ЭИ765	Х15Н70В5М4Ю2ТР	650	650	Сплав на никелевой основе	»	

Таблица 7

Химический состав сталей, применяемых для деталей статора паровых турбин

Марки сталей	Содержание элементов в %															Область применения
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	W	Ti	Co	Nb	B	Cu	S	P	
													не более			
Сталь 20	0,17—0,24	0,17—0,37	0,35—0,65	⩽ 0,25	⩽ 0,25	—	—	—	—	—	—	—	0,20	0,04	0,04	Стали для корпусов цилиндров, корпусов клапанов и сопловых коробок
25-Л	0,22—0,30	0,17—0,37	0,35—0,65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,045	0,04	
20ХМФ-Л	0,18—0,25	0,20—0,35	0,40—0,60	0,9—1,2	⩽ 0,3	0,5—0,7	0,2—0,3	—	—	—	—	—	—	0,03	0,03	
15Х1М1Ф-Л	0,14—0,20	0,17—0,37	0,40—0,70	1,2—1,7	⩽ 0,45	0,9—1,2	0,25—0,4	—	—	—	—	—	—	0,03	0,03	
15Х1М1ФК1Р-Л (П1-Л)	0,12—0,18	0,17—0,37	0,40—0,60	1,0—1,3	—	0,9—1,2	0,25—0,4	—	—	1,3—1,5	—	0,005—0,008	—	0,03	0,03	
15Х2М2ФБС-Л (П3-Л)	0,13—0,18	0,70—1,00	0,50—0,80	1,8—2,3	⩽ 0,3	1,2—1,5	0,25—0,45	—	—	—	0,08—0,15	—	0,30	0,03	0,03	
15Х11МВФ-Л (Х11Л-Б)	0,14—0,18	0,20—0,55	0,50—1,0	10,5—12,5	0,5—0,8	0,5—0,75	0,15—0,30	0,8—1,1	—	—	—	—	—	0,025	0,03	
Х16Н13М2Б (ЭИ405)	⩽ 0,12	0,80—1,0	⩽ 0,5	16,0—17,0	12,5—14,5	1,5—2,0	—	—	—	—	0,8—1,2	—	—	0,03	0,03	
Х15Н35В3Т (ЭИ612)	⩽ 0,12	⩽ 0,5	1,0—2,0	14,0—16,0	34—38	—	—	2,8—3,5	1,1—1,5	—	—	—	—	0,02	0,02	
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	W	Ti	Al	B	Fe	Cu	S	P	Крепеж
												не более				
35ХМ	0,32—0,40	0,17—0,37	0,4—0,7	0,8—1,1	< 0,25	0,15—0,25	—	—	—	—	—	—	0,2	0,035	0,035	
25Х2МФА (ЭИ10)	0,22—0,29	0,17—0,37	0,4—0,7	1,5—1,8	< 0,2	0,25—0,35	0,15—0,30	—	—	—	—	—	0,2	0,025	0,025	
25Х2М1Ф (ЭИ723)	0,20—0,30	0,17—0,37	0,5—0,8	2,1—2,5	—	0,9—1,1	0,30—0,60	—	—	—	—	—	—	0,03	0,03	
Х15Н35В3Т (ЭИ612)	⩽ 0,12	⩽ 0,5	1,0—2,0	14—16	34—38	—	—	2,8—3,5	1,1—1,5	—	—	—	—	0,02	0,02	
Х15Н70В5М4Ю2ТР (ЭИ765)	0,10—0,15	⩽ 0,5	⩽ 0,5	13—16	основа	3—5	—	4—6	0,9—1,4	1,7—2,3	⩽0,01	⩽3,0	—	0,025	0,035	

Таблица 8

Механические свойства сталей, применяемых для деталей статора турбин

Марка стали	При 20° С (минимальные)					Длительные			По способу производства	Область применения
	$\sigma_{0,2}$ в $Мн/м^2$	σ_B в $Мн/м^2$	δ_5 в %	ψ в %	$a_к$ в $кдж/м^2$	Температура металла в °С	$\sigma_{д.п}$ в $Мн/м^2$	$\sigma_п$ в $Мн/м^2$		
Сталь 20	255	431	26	55	490	350	147	88	Листовой прокат	Стали для корпусов цилиндров, корпусов клапанов и сопловых коробок
25-Л	235	441	19	30	392	350	147	88	Литая сталь	
20ХМФ-Л	313	490	20	35	343	535	98	59	То же	
15Х1М1Ф-Л	—	—	—	—	—	565	88	49	»	
	343	490	14	30	294	580	78	39	»	
15Х1М1ФК1Р-Л(П1-Л)	392	539	12	40	343	580	98	59	»	
15Х2М2ФБС-Л (П3-Л)	392	588	14	35	294	580	88	49	»	
15Х11МВФ-Л (Х11Л-Б)	490	588	15	50	490	600	78	39	»	
Х16Н13М2Б (ЭИ405)	235	539	40	50	785	600	137	88	Кованая сталь	
Х15Н35В3Т (ЭИ612)	392	735	15	35	588	650	127	88	То же	
35ХМ	883	1020	12	45	785	400	226	108	Кованая сталь	Крепежные стали и сплавы
25Х2МФА (ЭИ10)	735	834	15	50	588	500	186	78	То же	
25Х2М1Ф (ЭИ723)	686	834	14	50	588	525 550	196 127	— 69	»	
Х15Н35В3Т (ЭИ612)	392	735	15	35	588	650	127	88	»	
Х15Н70В5М4Ю2ТР (ЭИ765)	588	1020	20	25	785	565 600	441 343	—	»	

Примечания: 1. Длительные прочностные характеристики приведены для металла, имеющего механические характеристики при 20° С в пределах, устанавливаемых техническими условиями.

2. Предел длительной прочности $\sigma_{д.п}$ приведен для 100 000 *ч* (для гладких образцов), а предел ползучести $\sigma_п$ — для деформации, равной 1% за 100 000 *ч*.

3. Разница в твердости между металлом шпильки и гайки устанавливается для каждого металла отдельно.

4. Металл сварного соединения обладает более низкими длительными характеристиками.

Таблица 9

Релаксационная стойкость крепежных сталей и их сплавов

Марка стали	Температура в °С	Начальное напряжение затяга σ_0 в $Мн/м^2$	Остаточные напряжения $\sigma_к$ в $Мн/м^2$ за время в *ч*					
			3000	5000	6000	8000	10 000	12 000
35ХМ	400	147	56	52			44	
		245	82,4	76			62,7	
		343	96,8	96			80,4	
ЭИ10	500	118	81,4	76,5			69	
		245	159	149			127	
		343	218	211			186	
ЭИ723	525	245	127			113	106	
		294	152			132	126	
		343	162			142	132	
	550	245	98			71,6	65,7	
		294	108			78,5	68,6	
		343	123			83,4	73,5	
		392	147			103	88,3	
ЭИ612	650	147	119			113	110	
		196	153			140	137	
		245	180			163	157	
ЭИ765	565	245			222		216	196
		294			273		265	265
		343			304		304	304
	600	245			201		206	196
		294			255		255	245
		343			299		294	294

Примечание. Остаточные напряжения приведены для оптимального режима термической обработки металла с точки зрения релаксационной стойкости.

лей статора (см. табл. 6 и 7). Свариваемость перлитых сталей существенно зависит от содержания углерода и степени легирования их. Стали с содержанием углерода до 0,2—0,3% обладают хорошей свариваемостью.

Сварочный материал (электроды) для перлитых сталей выбирается близким по химическому составу с основным материалом. Только при сварке хромомолибденовых сталей высокой жаропрочности (15Х1М1Ф и др.) состав наплавленного металла в определенной степени отличается от состава свариваемой стали. Как

правило, содержание углерода в наплавленном металле выбирается на низком уровне.

Малоуглеродистые стали — прокат из стали Ст. 3, стали 20 и литье из стали 25Л — обычно применяются для деталей статора, работающих при температуре до 300—350° С, так как они обладают невысокими прочностными характеристиками и ограниченной закалкой. Следует заметить, что эти стали могут быть применены и до 400—450° С. Малоуглеродистые стали с содержанием С = 0,2÷0,3% обладают хорошей свариваемостью; свойства шва и околошовной зоны мало отличаются от свойств основного металла; высокие пластические характеристики в холодном и горячем состоянии способствуют выравниванию зональных внутренних напряжений, возникающих при сварке. Сварные детали из малоуглеродистых сталей после сварки подвергаются термической обработке, определяемой требованием снятия остаточных напряжений, поэтому температура отпуска назначается до 650° С.

С повышением степени легирования свариваемость хромомолибденовых и хромомолибденованадиевых сталей (см. табл. 6 и 7) ухудшается, что приводит к необходимости введения при сварке ряда технологических приемов предварительного подогрева, режима сварки и термической обработки. Сварка таких сталей производится с предварительным подогревом до температуры 200—450° С в зависимости от марки стали и жесткости свариваемых частей. Легированные стали более чувствительны к термическому воздействию, чем углеродистые, обладают более высоким сопротивлением деформации, что снижает способность к выравниванию внутренних напряжений, возникающих при сварке. В этих сталях особенно понижена деформационная способность зоны термического влияния сварки. После сварки изделие подвергается термической обработке, необходимость которой определяется улучшением свойств металла, снятием внутренних напряжений сварочного шва и околошовной зоны. Для сохранения механических свойств металла заготовки, полученных при термической обработке, температура отпуска после сварки назначается на 20—40° С ниже или равной температуре отпуска, являющегося последней операцией термической обработки отливки до 710—740° С.

Отливки, подвергаемые большим заваркам при исправлении дефектов литья, проходят после сварки полную термообработку по режиму основного металла. На сварку в этом случае отливки поступают в отожженном состоянии. Сталь 20ХМ-Л хорошо освоена в производстве отливок, но практически она почти не применяется в современных конструкциях турбин с повышенными начальными параметрами пара, так как область ее применения ограничивается температурой 500° С. Хорошо освоенные стали, широко применяющиеся в отливках деталей статора современных паровых турбин для соответствующих температур, (табл. 6) это стали 20ХМФ-Л и 15Х1М1Ф-Л. Они обладают хорошими технологическими свойствами и достаточно высокими характеристиками длительной прочности и ползучести (см. табл. 8). Для сварки стали 20ХМФ-Л применяются электроды ЦЛ-20, а для стали 15Х1М1Ф-Л — электроды ЦЛ-27. Как первая, так и вторая марка стали перед сваркой подвергается предварительному подогреву до 300° С, а после сварки они проходят термическую обработку — отпуск при 710—720° С.

Для кованых элементов корпусов, работающих при температурах до 570—580° С, применяются ковочная модификация стали 15Х1М1Ф и хромистая нержавеющая жаропрочная мартенситно-ферритная сталь ЭИ802(15Х12ВМФ).

Сталь П1-Л (15Х1М1ФК1Р-Л) обладает удовлетворительной жаростойкостью при 565—600° С; в условиях длительных выдержек при 600° С сталь, по данным ЦНИИТМАШа, достаточно стабильна; не обладает чувствительностью к отпускной и тепловой хрупкости.

Перспективными сталями, освоенными на крупных промышленных отливках, являются стали П3-Л (15Х2М2ФБС-Л) с рабочими температурами до 580° С и Х11Л—Б (15Х11МВФ-Л) до 600° С (см. табл. 6—8).

Аустенитные стали ЛА-1, ЛА-5 (табл. 6) характеризуются большой вязкостью в жидком состоянии, повышенной усадкой при застывании металла, что, естественно, усложняет изготовление крупных и сложных отливок; сварка их также представляет трудности. Сталь ЛА-1 обнаруживает чувствительность к межкристаллитной коррозии. Для кованых и сварных деталей статора турбины для температур до 600° С может применяться сталь ЭИ405, а до 650° С — сталь ЭИ612 (табл. 6—8).

Распространенным и дешевым материалом для отливки деталей статора турбины является чугун марок СЧ18-36, СЧ21-40 и др. (табл. 10).

Отливки деталей статора паровых турбин должны иметь перлитную структуру основной металлической массы чугуна с мелкими по размерам включениями графита. Металл отливок в изломе должен быть однородным, серого цвета, мелкозернистым и не иметь трещин, раковин и т. д. Внутренние поверхности отливок — паровые, масляные полости и все каналы — должны быть очищены до чистого металла. Для снятия остаточных напряжений отливки из чугуна подвергаются отпуску при температуре 450—550° С.

Исправление сваркой пороков чугунных отливок представляет значительные трудности, которые обусловлены: разнородностью химического состава и структуры в пределах одной и той же отливки; пористостью сварочного шва из-за проникновения в металл шва окисленного графита; низкими пластическими свойст-

Таблица 10

Механические свойства серых чугунов с пластинчатым графитом по ГОСТ 1412-54

Марка чугуна	σ_B в $Мн/м^2$	σ_{Bu} в $Мн/м^2$	Стрела прогиба (*мм*) при изгибе с расстоянием между опорами		Твердость НВ
			600 *мм*	300 *мм*	
СЧ15-32	⩾147	⩾314	⩾8	⩾2,5	163—229
СЧ18-36	⩾177	⩾353	⩾8	⩾2,5	170—229
СЧ21-40	⩾206	⩾392	⩾9	⩾3	170—241
СЧ24-44	⩾235	⩾431	⩾9	⩾3	170—241
СЧ28-48	⩾275	⩾471	⩾9	⩾3	170—241

вами чугуна, с появлением остаточных напряжений и трещин при сварке; образованием закалочных и отбеленных структур вследствие недостаточно медленного охлаждения, что придает чугуну особенно высокую твердость и хрупкость, исключающие механическую обработку после сварки. Существующие методы холодной и горячей заварки чугуна не являются вполне удовлетворительными для всех случаев, встречающихся в практике.

Одними из наиболее ответственных элементов корпусов паровых турбин являются шпильки (болты) и гайки фланцевых соединений горизонтального разъема корпуса турбины и различных фланцевых соединений крышек корпусов и клапанов. Весь крепеж рассчитывается на 100 000 *ч* службы, поэтому обязательным является учет величины предела длительной прочности (с учетом надреза) металла шпильки при назначении начальной и конечной ее затяжки.

Одним из основных требований к фланцевому соединению является увеличение времени до последующей перетяжки крепежа. Основной крепеж рассчитывается на срок службы до повторной затяжки не менее чем 10 000 *ч*; если это возможно, срок службы без перетяжки должен равняться двум годам эксплуатации, т. е. практически 15 000 *ч*. При выборе марки металла учитывается ряд факторов, основным из которых является рабочая температура металла шпилек, показанная в табл. 6—9.

Однако часто принимают сталь, обладающую большей релаксационной стойкостью и предназначенную для более высоких температур. При назначении марки металла для крепежа следует учитывать разницу между коэффициентами линейного расширения металла шпилек и корпуса. Следует заметить, что все металлы (табл. 6—9) для шпилек и гаек, в том числе и сплав на никелевой основе ЭИ765, имеют коэффициент линейного расширения, практически одинаковый или близкий к коэффициенту перлитных сталей, применяемых для деталей статора.

Сплав ЭИ765 применяют в качестве крепежного материала в конструкциях из перлитного металла в случаях крайней необходимости ввиду его повышенной чувствительности к концентрации напряжений, гладких и надрезанных образцов при температурах 565 и 600° С, а также его высокой стоимости. Релаксационная стойкость сплава ЭИ765 велика. Сталь ЭИ612, обладающая высокой релаксационной стойкостью, применяется в качестве крепежного материала в конструкциях из аустенитных сталей.

Допускаемые напряжения. При выборе допускаемых напряжений $\sigma_{доп}$, т. е. коэффициентов запаса прочности деталей корпусов, учитываются приближенность расчета этих деталей, нарушение однородности металла в литом состоянии, наличие пузырей, микротрещин, остаточных напряжений и специфические условия работы рассчитываемой детали. Возникающие в деталях статора напряжения нельзя считать постоянными, учитывая частые пуски и сбросы нагрузки. При выборе коэффициентов запаса прочности необходимо также учитывать имеющиеся постоянные температурные напряжения, которые непосредственно в расчетах не учитываются.

При умеренных температурах допускаемое напряжение выбирается минимальным по пределу текучести $\sigma_{0,2t^\circ}$ при рабочей температуре и пределу прочности растяжению σ_B при 20° С:

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_B}{K_B},$$

где K_s и K_B — коэффициенты запаса прочности по отношению к $\sigma_{0,2t^\circ}$, σ_B; для литых деталей $K_s = 2{,}3$ и $K_B = 4{,}2$. Для поковок, проката, штамповок $K_s = 1{,}65$ и $K_B = 3{,}0$.

Для ответственных деталей из серого чугуна марок СЧ18-36, СЧ21-40 допускаемое напряжение выбирается по пределу прочности растяжению

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_B}{K_B},$$

где $K_B \geqslant 4{,}5$ при работе деталей в области температур до 260° С. Допускаемое напряжение при высоких температурах из трех величин выбирается минимальным:

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_{д.\,n}}{K_{д.\,n}}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_n}{K_n},$$

где $\sigma_{д.\,n}$ — предел длительной прочности за 100 000 *ч* при данной температуре;

σ_n — предел ползучести при деформации 1% за 100 000 *ч* при данной температуре;

K_s, $K_{д.\,n}$, K_n — коэффициенты запаса прочности по отношению к $\sigma_{0,2t^\circ}$, $\sigma_{д.\,n}$ и σ_n. Для поковок принимаются $K_s = 1{,}65$, $K_{д.\,n} = 1{,}65$ и $K_n = 1{,}25$.

Для литых деталей статора принимаются $K_s = 2{,}0$; $K_{д.\,n} = 2{,}0$ и $K_n = 1{,}55$.

ГЛАВА IV

ДИАФРАГМЫ, СОПЛОВЫЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ

§ 13. СОПЛОВЫЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ

Сопловой аппарат служит для преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую паровой струи и направления потока пара на рабочие лопатки ступени.

При дроссельном парораспределении один или два одновременно открывающихся клапана обслуживают всю группу сопел.

В турбинах с сопловым парораспределением, когда имеются несколько (обычно 4—6, реже до 12 клапанов) поочередно открывающихся клапанов и каждый клапан обслуживает отдельную группу сопел, первая ступень называется регулирующей. Регулирующей ступень названа потому, что при переменных режимах работы через нее проходит два потока пара с различными параметрами пара и скоростями.

Первый поток в этой ступени проходит через полностью открытые регулирующие клапаны и второй — через один частично открытый клапан. Поток, проходящий через частично открытый клапан, подвергается дросселированию.

Сопловой аппарат является одной из ответственных деталей паровых турбин. С ростом начальных параметров пара требования к сопловому аппарату повышаются.

Начальные параметры пара, расход пара и величина срабатываемого теплового перепада определяют величину проходных сечений сопел, т. е. их высоту и степень парциальности при выбранных среднем диаметре и угле выхода потока из сопел.

Потери энергии в соплах увеличиваются пропорционально квадрату скорости потока и возрастают с уменьшением высоты сопел, а уменьшение степени парциальности приводит к росту вентиляционных потерь. Применение двухвенечной ступени в качестве регулирующей в турбинах с начальными параметрами пара порядка $p_{0абс} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С объясняется уменьшением количества ступеней в турбине за счет срабатывания значительного теплового перепада в регулирующей ступени и получения более устойчивого к. п. д. при переменных режимах работы.

В турбинах с начальными параметрами пара порядка $p_{0абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 480 \div 500°$ С и выше в дополнение к перечисленным явлениям за счет срабатывания значительного теплового перепада параметры пара в соплах понижались (температура пара) настолько, что представилась возможность применить более дешевые стали для деталей проточной части турбины и корпуса.

Развитие металлургии в области жаропрочных сталей и относительно стабильная нагрузка мощных турбин при эксплуатации привели в некоторых случаях к исключению двухвенечной регулирующей ступени и замене ее одновенечной регулирующей ступенью, в соплах которой срабатывается значительно меньший тепловой перепад до 75,4—83,7 *кдж/кг* (18—20 *ккал/кг*), поэтому скорость потока на выходе из сопловой решетки будет меньше 350 *м/сек* (см. фиг. 56, *а* и *б*).

Применение одновенечной регулирующей ступени с умеренными скоростями пара, увеличение высоты сопел по этой причине и в связи с ростом расхода пара при увеличении мощности турбин; применение сопловых лопаток с профилями, конфигурация которых получена при аэродинамических испытаниях, кроме того применение узких профилей направляющих лопаток приводят к повышению к. п. д. соплового аппарата. Следует отметить, что применение одновенечной ступени в качестве регулирующей по сравнению с двухвенечной приводит к увеличению количества ступеней давления в турбине.

Сопловой аппарат состоит из нескольких сегментов сопел, к каждому из которых пар поступает от отдельного клапана. Сегменты сопел крепятся к вставным сопловым коробкам или к корпусу турбины, если сопловые коробки выполнены заодно с цилиндром.

Сопловые аппараты, применяемые в современных турбинах, можно разделить по типу конструкции на сопловые аппараты с наборными лопатками, сварные с широкими и узкими профилями сопловых лопаток и литые по выплавляемым моделям.

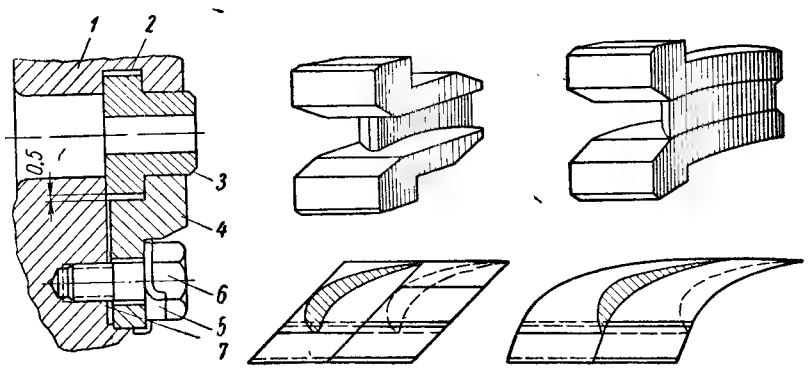
На фиг. 53 представлен радиальный разрез по сопловому сегменту, где сопла образуются фрезерованными отдельными лопатками *3*. Сопловые лопатки *3* заводятся выступом *2* в паз, выточенный в сопловой коробке *1*, и крепятся к ней с помощью накладки *4*, закрепляемой болтами *6*, положение которых фиксируется шайбами *5*. Для плотности зажатия сопловых лопаток накладка *4* опирается на поверхность сопловой коробки выступом *7*. Напротив перегородок сопловых камер устанавливаются промежуточные вставки. Сегменты сопловых лопаток заканчиваются с обеих сторон концевыми вставками.

Сопловые аппараты с наборными лопатками сложны в изготовлении и требуют большого расхода металла с отходом в струж-

ку. Кроме того, в этих сопловых аппаратах наблюдается протечка пара через щели между лопатками, которая приводит к размыву поверхностей соприкосновения отдельных лопаток.

С повышением начальных параметров пара турбин при одинаковом тепловом перепаде в соплах разность давления возрастает, что вызывает увеличение протечки пара через щели между лопатками и размыв их поверхностей соприкосновения.

В последних турбинах высоких параметров пара ЛМЗ изготовляются сварнокованые (фрезерованные) и сварнолитые сегменты. Фрезерованный сопловой аппарат (фиг. 54) состоит из



Фиг. 53. Сопловой аппарат и виды наборных сопловых лопаток.

тела *1* с выфрезерованными сопловыми лопатками, вставок *2*, заглушек *3* и *5*, обода *4* и уплотнительного кольца *6*. Все перечисленные детали соединяются сваркой.

К положительным сторонам рассмотренного соплового аппарата относятся высокая точность обработки и чистота поверхностей сопловых каналов.

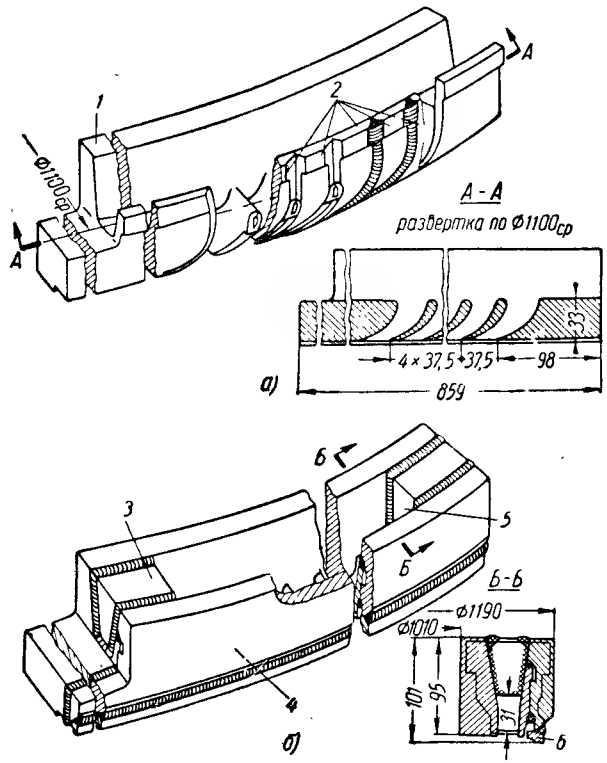
Высота канала должна быть выдержана в пределах $\pm 0{,}1$ *мм*, ширина горла — в пределах $\pm$ $(0{,}2 \div 0{,}3)$ *мм*. Суммарная площадь выхода пара может отклоняться от номинальной в пределах от $+2\%$ до -3%. Сборка и сварка соплового аппарата для достижения необходимой точности каналов осуществляются в специальных приспособлениях.

Изготовление такого соплового аппарата в связи с большим объемом механической обработки, большой потерей металла в стружку при фрезеровании лопаток (коэффициент использования металла при изготовлении сегмента с лопатками составляет всего 14%) и термообработке является сложным, трудоемким и неэкономичным процессом.

В турбинах ВПТ-50-2 и К-100-90(ВК-100-6) ЛМЗ применяется сварнолитой сопловой аппарат, выполняемый из заготовок,

отлитых по методу выплавляемых моделей (фиг. 55) из стали 15Х11МФ.

Отлитые части сегмента свариваются по прямому стыку с разрезом по лопатке. Изготовление прямого, а не косого стыка упрощает его механическую обработку, повышает качество подго-



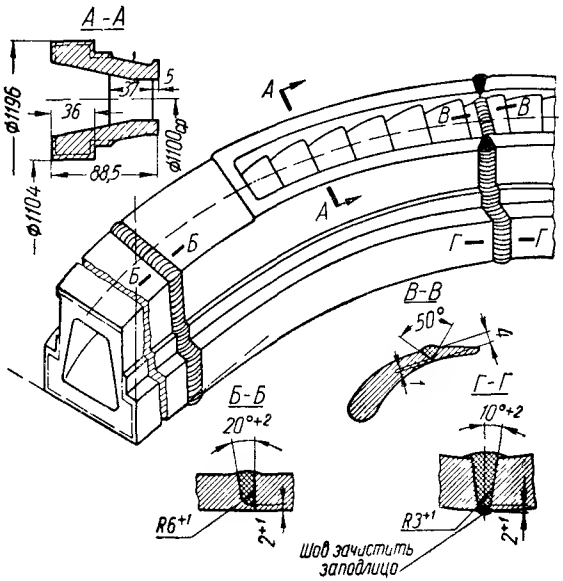
Фиг. 54. Сварнокованый сегмент сопел турбины ВПТ-50-3 ЛМЗ:

а — сборка и сварка решетки сегмента; *б* — окончательная сборка и сварка сегмента.

товки под сварку, облегчает сборку и сварку частей сегментов. Отливка сегмента по выплавляемым моделям обеспечивает необходимую точность размеров выходного сечения, геометрию профиля лопаток и чистоту поверхности по 5—6-му классам.

Переход от конструкции фиг. 54 к сварнолитой конструкции фиг. 55 для турбины ВПТ-50 позволил снизить вес заготовки на одну турбину с 710 до 172 *кг*, т. е. в 4 раза, уменьшить трудоемкость изготовления с 1730 до 840 нормо-часов и соответственно снизить стоимость изготовления одного комплекта сегмента почти в 2 раза.

В турбине ВР-25 ХТГЗ (фиг. 56, *а*) с сопловым парораспределением применялась двухвенечная ступень скорости. Сопловой аппарат выполнен с наборными лопатками. Он состоит из обода *4*, сопловых лопаток *3* и промежуточного тела *2*, сваренных со стороны выхода пара вместе. Сопловой аппарат крепится к торцовой поверхности внутреннего цилиндра болтами *1*, которые стопорятся шайбами.



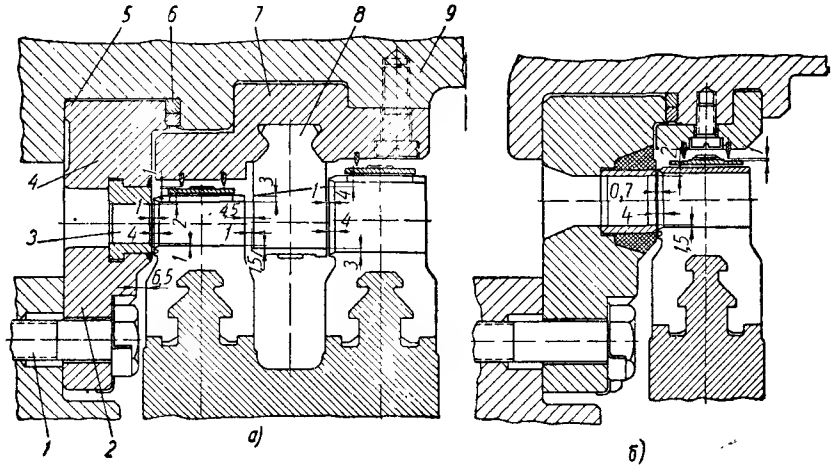
Фиг. 55. Сварнолитой сегмент сопел турбины ВПТ-50-2 ЛМЗ.

Для обеспечения паронепроницаемости опорная поверхность на ободе выполнена в виде кольцевой площадки *5* малой ширины по радиусу и с выходной стороны вставлены два ряда полосы *6* из мягкой стали, которые удерживаются от выпадания чеканкой металла обода соплового аппарата и выступа цилиндра. Эта конструкция соплового аппарата имеет все недостатки, характерные для сопловых аппаратов с наборными лопатками.

Направляющий аппарат применяется только в двухвенечных ступенях скорости. Он состоит из направляющих лопаток *8*, закрепленных хвостовиками в двух обоймах *7*, каждая из которых вставлена в расточки верхней и нижней половин корпуса. Направляющий аппарат крепится к цилиндру *9* винтами. Лопатки направляющего аппарата имеют активный профиль и служат главным образом для изменения направления потока пара. Расширение пара в них в малой степени будет при вводе реактивности за счет уменьшения высоты лопаток при проектировании ступени.

При модернизации турбины ВР-25 сопловой аппарат заменен конструкцией сварного соплового аппарата с узкими профилями сопловых лопаток. Регулирующей ступенью в модернизированном варианте турбины ВР-25 была двухвенечная ступень скорости.

В последующей конструкции противодавленческой турбины ВРТ-25 ХТГЗ заменяет двухвенечную регулирующую ступень одновенечной ступенью (фиг. 56, *б*) для повышения экономично-



Фиг. 56. Регулирующие ступени турбин ХТГЗ:
а — турбины ВР-25; *б* — турбины ВРТ-25.

сти турбины. Тело и обод соплового аппарата откованы из одной поковки. Каналы для прохода пара выполнены механической обработкой.

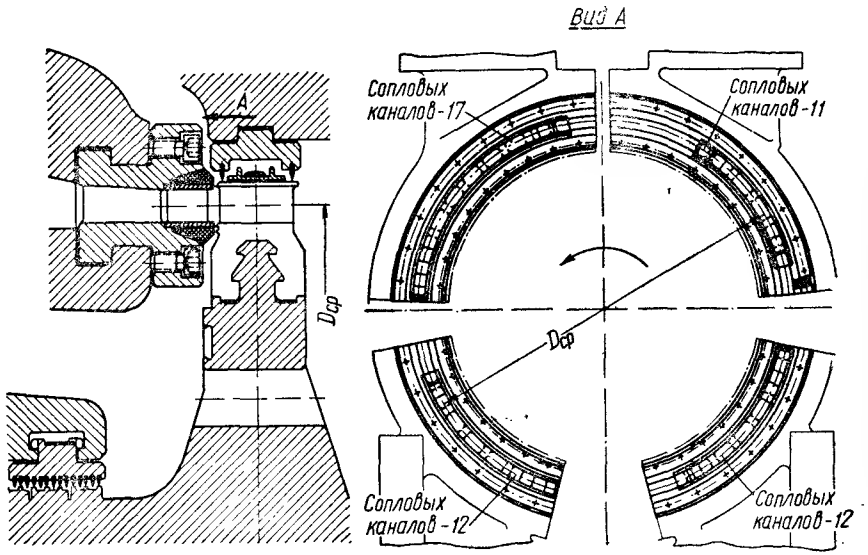
Сопловая решетка состоит из лопаток, вставленных в пазы ленточных бандажей и приваренных к ним по контуру лопаток. Собранная таким образом сопловая решетка сваривается с телом и ободом соплового аппарата.

Крепление соплового аппарата к корпусу турбины такое же, как в турбине ВР-25.

Данные сопловые аппараты (фиг. 56, *б*) просты в изготовлении, на изготовление лопаток требуют малый расход металла, а за счет применения экономичных узких профилей лопаток имеют малые потери энергии пара. Поверхность лопаток выполняется с повышенной чистотой обработки ▽8—▽9. Сварка сопловых аппаратов и диафрагм освоена отечественными заводами с получением необходимой точности сопловых каналов (см. ниже допуски на изготовление сопловых каналов диафрагм). Сопловой аппарат турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ (фиг. 57) выполнен сварным с узкими профилями лопаток так же, как и в конструкции

турбины ВРТ-25. Разница этих сопловых аппаратов заключается лишь в методе крепления их к сопловым коробкам.

В турбине К-150-130 (ПВК-150) отдельные сегменты вставляются в проточки сопловых коробок. Для обеспечения паронепроницаемости в зазорах между расточкой в сопловых коробках и сопловым аппаратом последний прижимается в осевом направлении винтами, расположенными по окружности.



Фиг. 57. Регулирующая ступень и сопловой аппарат турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ.

§ 14. ДИАФРАГМЫ

Диафрагмы служат для разделения внутренней полости цилиндра статора турбины на отсеки с различными параметрами пара. Применяются они только в ступенях давления осевых турбин активного типа. В соплах диафрагмы, образованных сопловыми лопатками и поверхностями ее тела и обода, за счет изменения сечений каналов происходит преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую энергию паровой струи. Установка сопловых лопаток под углом к плоскости вращения рабочего колеса определяет направление потока пара на рабочие лопатки.

Диафрагмы состоят из двух половин (фиг. 58), каждая из которых устанавливается в нижней и верхней половинах цилиндра или в промежуточной обойме. В пазы внутренних расточек половин диафрагм устанавливаются сегменты лабиринтовых уплотнений *5* для уменьшения утечки пара вдоль вала в тех местах, где он проходит сквозь диафрагму.

Уплотнительные сегменты, не придавая диафрагме жесткости, увеличивают паровую нагрузку на нее. Это существенно сказывается в диафрагмах первых ступеней турбин повышенных начальных параметров пара.

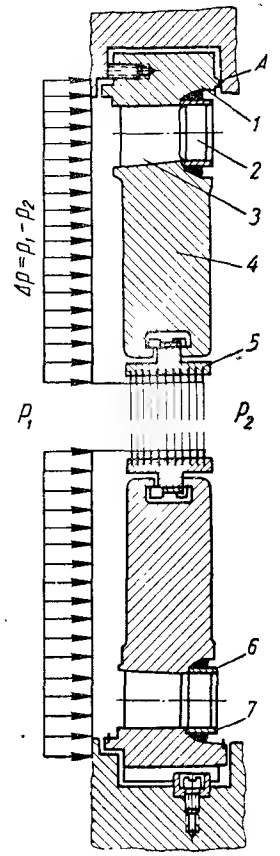
Разностью давления по обе стороны диафрагма кольцевой опорной поверхностью обода прижимается к торцовой поверхности *А* в расточке промежуточной обоймы или цилиндра. Одновременно с этим поверхность *А*, уплотняя зазор между ободом и расточкой в цилиндре или обойме, служит для предотвращения перетечки пара с одной стороны диафрагмы на другую, и поэтому их обработка выполняется с чистотой ▽6 — ▽7.

Под действием разности давлений по обе стороны диафрагмы и благодаря конструкции опоры в цилиндре или обойме по ободу она испытывает значительные изгибающие напряжения. Между диафрагмами и рабочими колесами ротора имеются незначительные осевые зазоры, и поэтому допустимый прогиб диафрагмы в зоне внутренней расточки диафрагм под действием парового усилия определяется весьма малой величиной.

Для надежного сопротивления диафрагмы прогибу необходимо в местах соединения концов лопаток с телом и ободом обеспечить высокую прочность.

Для обеспечения паровой плотности горизонтальный разъем пришабривается по 2-му классу (12—17 пятен на площади 25 × 25 *мм*).

В зависимости от зоны температур пара диафрагмы в паровых турбинах разделяются на чугунные литые с заливаемыми лопатками и стальные.



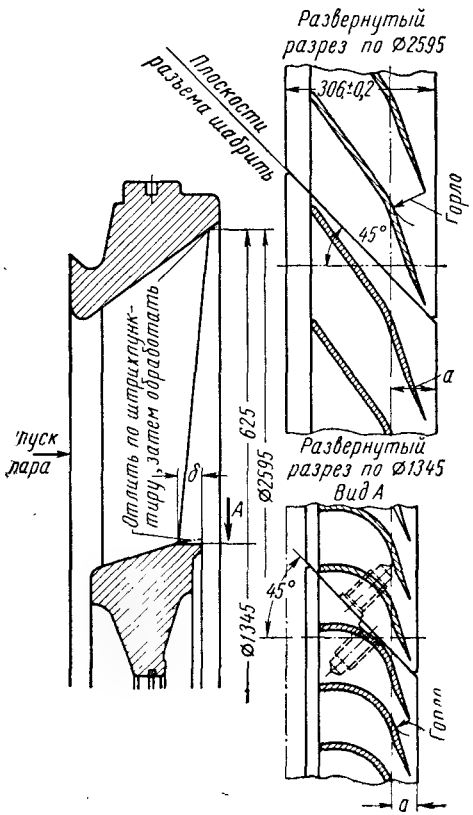
Фиг. 58. Схема действия парового усилия на диафрагму:

1 — обод; *2* — сопловые лопатки; *3* — стойки; *4* — тело (полотно) диафрагмы; *5* — диафрагменное уплотнение; *6*, *7* — нижний и верхний бандажи.

Чугунные литые диафрагмы с заливаемыми лопатками (фиг. 59). Эти диафрагмы применяются в зоне температур до 260—320° С. Область применения чугунных до 260° С диафрагм ограничивается «ростом» серого чугуна под действием температуры. В настоящее время диафрагмы стали изготовлять из модифицированных или высокопрочных чугунов,

имеющих большее сопротивление «росту», благодаря чему температурная область их применения расширилась до 320° С. При выборе той или иной конструкции диафрагмы оценивается экономичность при их изготовлении и эксплуатации.

В части низкого давления пар имеет малую плотность, и по мере понижения давления от ступени к ступени удельный объем его быстро возрастает. В соответствии с этим быстро увеличиваются проходные сечения сопел за счет роста их высоты и средних диаметров ступеней.



Фиг. 59. Чугунная литая диафрагма с заливаемыми лопатками.

Поэтому конфигурация сопловых каналов по высоте становится сложной (наклонной в сочетании с дугами окружностей), вследствие чего изготавливать их проще и экономичнее путем отливки. Литые поверхности тела и обода диафрагм, образующие сопловые каналы, имеют достаточно высокую степень шероховатости, но из-за больших размеров каналов и небольшой плотности пара их влияние на понижение к. п. д. ступени будет незначительно. В литых чугунных диафрагмах выполняются сопловые лопатки из стали 1Х13 путем штамповки из листа (фиг. 60, *б*) или фрезерованием из заготовки (фиг. 60, *а*). В этом случае тоже штамповка лопаток из листа применяется вследствие небольшой плотности пара и больших проходных сечений. Из сопоставления штампованных и фрезерованных лопаток по экономичности изготовления и эксплуатационному к. п. д. в ряде случаев при изготовлении лопаток последних ступеней конденсационных турбин отдают предпочтение штампованию из листа.

Необходимый профиль заготовке лопатки, вырезанной из листа, придается горячей штамповкой при нагревании заготовки в электропечи до 750—800° С. В этих лопатках механической обработке подвергаются кромки и концы, заливаемые в чугун. Для создания дополнительной прочности такого соединения лопаток

с телом и ободом диафрагмы в заливаемых в чугун концах лопаток сверлятся отверстия или фрезеруются пазы типа ласточкина хвоста, которые при отливке диафрагмы заполняются в виде штифтов.

Края, заливаемые в чугун, лудятся или оцинковываются электролитическим способом для предотвращения коррозии этих мест в период от изготовления лопаток до их заливки в диафрагмы. Это мероприятие обеспечивает надежное схватывание лопаток с чугуном при заливке. Прочная заливка лопаток в металл диафрагмы проверяется отсутствием дребезжания их при легких ударах.

Особое внимание при отливке диафрагмы обращается на получение точных размеров сопел в соответствии с чертежом, так как малейшие отклонения сопловых сечений от расчетных приводят к изменению теплового процесса и экономичности ступени.

Со стороны выхода пара выходные кромки направляющих лопаток, как правило, расположены радиально.

После изготовления диафрагм, контролю подлежат горло, высота сопловых каналов, средний диаметр, посадочные размеры по ободу и под уплотнительные сегменты. Отклонения шагов лопаток от чертежных допускается в пределах ± 1 *мм*. Положения паровыходных кромок лопаток между наинизшей и наивысшей кромками в осевом направлении не должны превышать отклонения:

а) *б*)

Фиг. 60. Фрезерованные штампованные из листа направляющие лопатки для литых чугунных диафрагм.

0,5 *мм*	при высоте соплового канала	$l_c \leqslant 50$ *мм*;
1 *мм*	» » » »	$l_c = 50 \div 100$ *мм*;
1,5 *мм*	» » » »	$l_c = 100 \div 200$ *мм*;
2 *мм*	» » » »	$l_c > 200$ *мм*.

Для предотвращения нарушения выходных кромок при механической обработке тела и обода предусматривается утопание выходных кромок в диафрагме δ на величину бо́льшую, чем допускаемое отклонение положения выходных кромок лопаток между собой (фиг. 59). Разными турбостроительными заводами отклоне-

ние выходной площади каналов суммарной и отдельного сопла, допускается различное: от +2 до —3% ЛМЗ и УТМЗ, ±3% ХТГЗ, ±2% ЛКЗ. Отклонение выходной площади каналов у разъема допускается до ±5%. Смещение среднего диаметра лопаток допустимо не более ±0,5 *мм*. Для диафрагм с короткими лопатками меньше 100 *мм* горловые сечения промеряются по среднему диаметру, а для лопаток длиной свыше 100—120 *мм* — три горловых сечения: корневое, среднее и периферическое.

Чтобы получить выходную площадь сопел в пределах допусков по высоте каналов, с обеих сторон предусматриваются припуски по высоте 1,5—2 *мм*, для слесарной обработки шириной *а* до 20 *мм*. Величина *а* обычно включает в себя всю область горла сопла и выбирается из условия возможности обработки слесарным инструментом со стороны выхода пара. Для корректировки сопловых каналов по указанию конструкторского отдела после снятия размеров, составления паспорта и подсчета припуски срубаются и спиливаются на требуемую величину.

Поверхности каналов, обработанных слесарным способом, имеют бо́льшую чистоту по сравнению с литыми, что уменьшает потери, пропорциональные квадрату скорости.

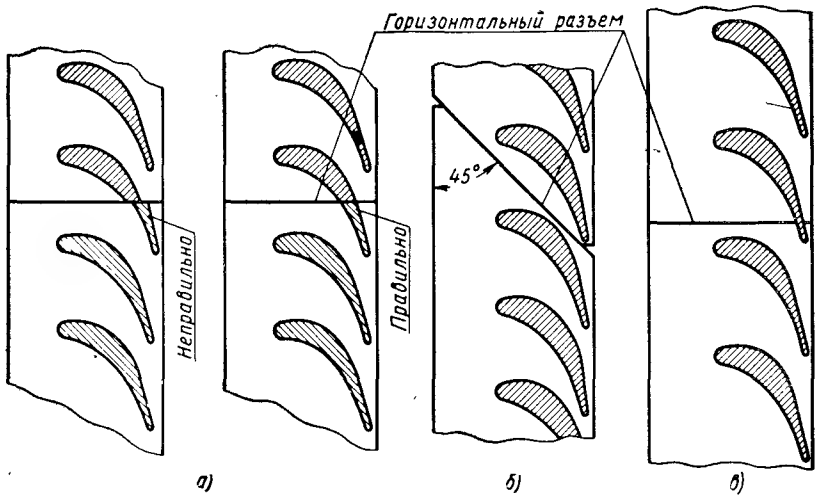
Наибольшая чистота поверхности каналов на выходе важна потому, что к выходу из сопел при расширении пара скорость потока приобретает наибольшее значение. При изготовлении диафрагм одной из важных проблем является получение правильных сечений каналов на ее горизонтальном разъеме при одновременном сохранении простоты обработки и точности изготовления разъема двух ее половин.

В каждую из половин диафрагмы (фиг. 61, *а*) заливаются по разъему целые лопатки, выступающие концы которых при обработке разъема срезаются. При таком изготовлении часто встречается несовпадение разрезанных лопаток, залитых в разные половины диафрагмы. Подобное нарушение каналов приводит к дополнительным потерям кинетической энергии потока и к возможной вибрации рабочих лопаток. Следует отметить, что выходная часть лопатки закреплена в теле и ободе диафрагмы небольшим, сравнительно тонким слоем чугуна, который при механической обработке иногда откалывается, вследствие чего на новой диафрагме требуется изготовление стальных наделок, скрепляющихся лопатки с телом и ободом диафрагмы винтами.

Для избежания подобных явлений на ЛМЗ изготовляются диафрагмы с косым горизонтальным разъемом (фиг. 59 и 61, *б*).

В настоящее время на ЛМЗ применяется специальный станок для фрезерования косых стыков чугунных диафрагм. Это позволило высвободить уникальные строгальные станки и увеличить производительность на этой операции в 2 раза. Точность обработки повысилась настолько, что зазор по разъему двух половин диафрагмы не превышает 0,1 *мм*, благодаря чему значительно снижена трудоемкость слесарной пригонки стыков [34].

На фиг. 61, *в* и 62 приведена конструкция, широко применяющаяся в литых и сварных диафрагмах современных турбин ХТГЗ, где выходная кромка лопатки, попадающая в плоскость горизонтального разъема, сделана свисающей. Такой конструкцией достигнута простота обработки и пригонки горизонтального разъема двух половин диафрагм с сохранением чертежных размеров каналов по горизонтальному разъему.



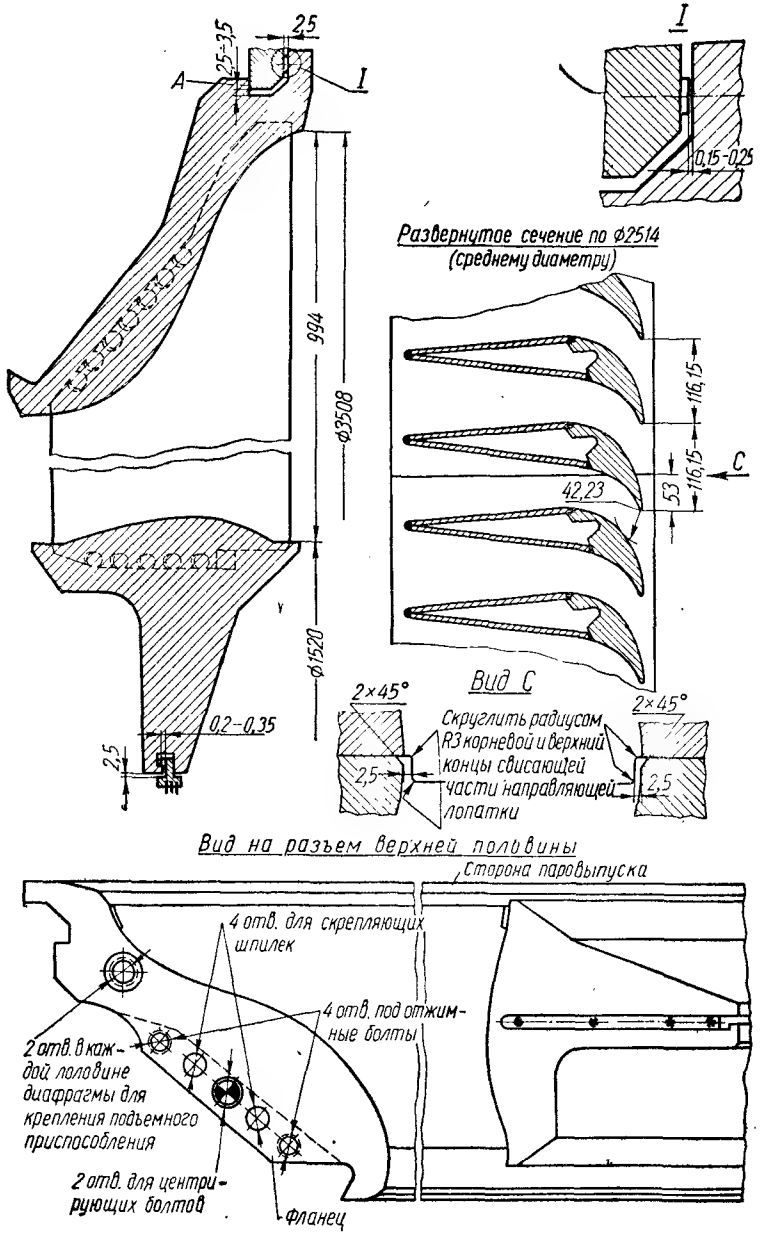
Фиг. 61. Способы изготовления горизонтального разъема диафрагм.

В диафрагме 5-й ступени ц. н. д. турбины К-300-240 (фиг. 62) лопатки выполнены с переменным профилем по высоте.

Лопатка имеет метровую длину, и при изготовлении ее из сплошной заготовки она весила бы 78 *кг*. Для уменьшения веса лопатка спроектирована полой сварной, при этом ее вес снизился до 45 *кг*.

Профиль поперечного сечения тела диафрагм определяется конфигурацией смежных с ними дисков переменной толщины в ц. н. д. Осевые размеры (толщина) диафрагм в ц. н. д. определяются расстоянием между осями дисков, полученным из условия допустимых напряжений в их ступицах и получением плавной проточной части, т. е. конструированием сопел по высоте в направлении хода пара таким образом, чтобы не было отрыва струи от стенок. В большинстве случаев диафрагмы в ц. н. д. делаются большей толщины, чем этого требуют условия их прочности.

В чугунных диафрагмах, работающих в среде влажного пара, предусматриваются влагоуловители в виде козырьков по всей



Фиг. 62. Диафрагма 5-й ступени ц. и. д. турбины К-300-240 ХТГЗ.

окружности обода. Частицы влаги центробежными силами отбрасываются к периферии; попадают в вогнутую часть влагоуловителя, по ним влага стекает в нижнюю часть цилиндра, откуда по специальным отверстиям поступает в конденсатор (фиг. 59, 62).

Для фиксации в осевом направлении одной половины диафрагмы по отношению к другой вдоль горизонтального разъема применяются шпонки (фиг. 62, 66, 68). Эти шпонки повышают жесткость диафрагмы при прогибе, так как обе половинки по скользящей посадке связывают в целый диск и одновременно уплотняют горизонтальный разъем от перетечки пара в щель между половинками с одной стороны диафрагмы на другую.

Сверху между шпонкой и пазом обычно предусматривается зазор 0,5 *мм* для предотвращения посадки диафрагмы на шпонку. Шпонка может винтами крепиться в паз к верхней или нижней половине диафрагмы. Шпоночный паз в теле и ободе диафрагмы или только в теле выполняется пальцевой фрезой так, чтобы не было выхода его в паровой канал. Тем самым предотвращается возможность повреждения направляющей лопатки, залитой в диафрагму, и протечка пара через зазор между шпонкой и пазом.

Для транспортировки диафрагм на разъеме в теле или ободе в каждой половине ее делаются по два нарезных отверстия под рымы. Для этой же цели по наружной цилиндрической поверхности обода вблизи вертикальной оси делаются по два нарезных отверстия.

Некоторые заводы и зарубежные фирмы вместо отверстий под рымы делают ступенчатые сверления в теле диафрагмы, в которые запрессовываются втулки со стороны входа пара. В этом случае для транспортировки применяется специальное приспособление.

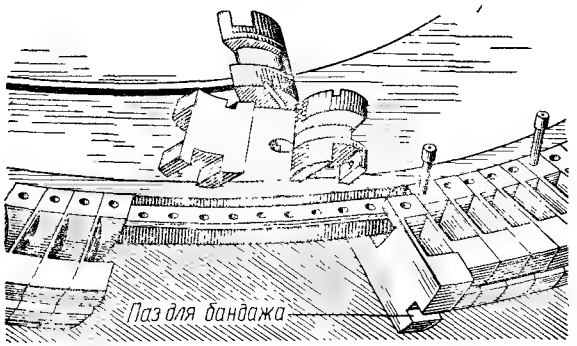
Стальные диафрагмы применяются в зоне температур свыше 260—320° С, могут быть литыми с заливаемыми лопатками; с наборными лопатками; сварными с широкими и узкими профилями направляющих лопаток. В том случае, если профиль соплового аппарата мало изменяется по высоте, то оказывается целесообразным при температуре пара ниже 260° С применять вместо чугунных диафрагм сварные с полотном и ободом из углеродистой стали.

В цилиндрах высокого и среднего давления рабочие диски имеют постоянную толщину по радиусу, что определяет прямоугольную форму стальных диафрагм, расположенных между ними. Это, в свою очередь, упрощает их механическую обработку.

Осевые размеры диафрагм в области высоких параметров пара, как правило, определяются допустимыми величинами напряжений на изгиб и величиной допустимого прогиба. С ростом параметров пара при одинаковых теплоперепадах в соплах разность давлений по обе стороны диафрагмы возрастает, поэтому увеличивается и толщина их. Вот почему при цельнокованом роторе

наиболее жесткая конструкция диафрагм с наименьшими осевыми размерами приводит к сокращению осевых размеров турбины.

Стальные литые диафрагмы с заливаемыми лопатками применялись в начале развития турбостроения, но скоро вышли из употребления, так как при отливке таких диафрагм часто вследствие высокой температуры жидкого металла и малой толщины тонкие выходные кромки лопаток становились хрупкими. Конструкция литых стальных диафрагм и их метод изготовления были такими же, как и чугунных с заливаемыми лопатками.



Фиг. 63. Направляющие лопатки, набираемые на диафрагму.

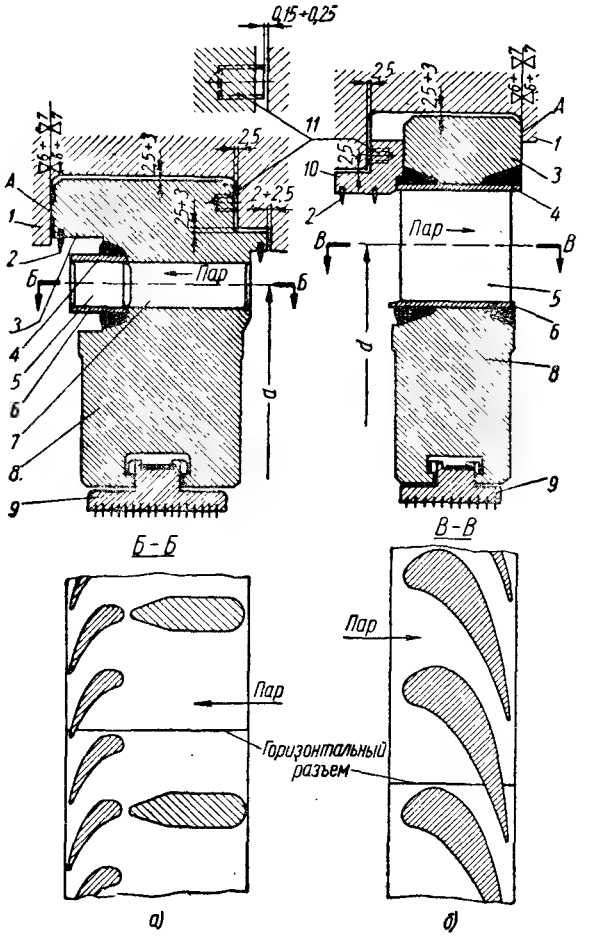
При дальнейшем развитии турбостроения примерно до 1950—1953 гг. в турбинах в этой области температур нашли широкое распространение диафрагмы с наборными лопатками (фиг. 63). Сопловые каналы в них выполнены с высокой точностью и чистотой, так как их лопатки изготовляются фрезерованием, а профильная часть их шлифуется или полируется.

Лопатки с помощью вильчатого хвоста и заклепок крепятся к телу диафрагмы. Для придания большей жесткости лопатки охватываются бандажом из мягкой стали, помещенным в паз лопаток.

В современных турбинах отечественного производства нашли широкое применение вместо диафрагм с наборными лопатками, диафрагмы сварные с широким и узким профилем сопловых лопаток (фиг. 64, 65). Трудоемкость одной сварной диафрагмы по сравнению с диафрагмой с наборными лопатками снизилась в 3 раза, расход нержавеющей стали уменьшился в среднем в 5 раз, кроме того, предоставилась возможность применять светлокатаные профильные заготовки для направляющих лопаток и сократить их трудоемкость изготовления в 6—8 раз.

В сварной диафрагме обеспечивается герметичность каждого соплового канала и устраняется протечка пара через щели между лопатками, которые неизбежны в наборных диафрагмах.

Исследования диафрагм на прогиб на ЛМЗ [22] показали, что сварные диафрагмы по сравнению с диафрагмами с наборными лопатками имеют прогиб меньше на 30—40% и напряжение в теле



Фиг. 64. Сварные диафрагмы:

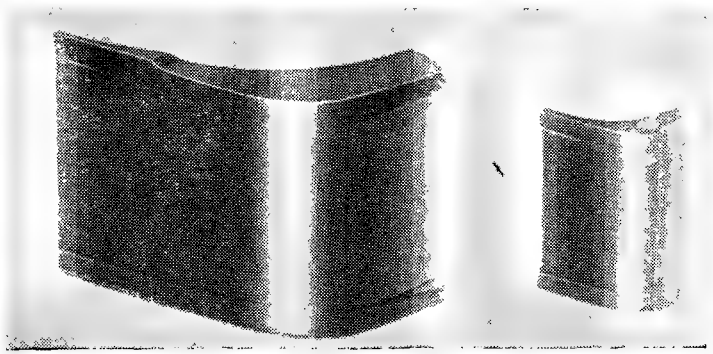
а — с узким и *б* — с широким профилем направляющих лопаток; *1* — цилиндр или обойма турбины; *2* — бандажное уплотнение; *3* — обод диафрагмы; *4*, *6* — верхняя и нижняя бандажные ленты; *5* — направляющие лопатки; *7* — стойки; *8* — тело (полотно) диафрагмы; *9* — диафрагменное уплотнение; *10* — полукольца; *11* — винты или штифты.

также приблизительно в 2 раза меньше, что дает возможность уменьшить толщину диафрагм, а значит и осевые размеры турбины.

Наиболее напряженными лопатками диафрагм являются две-три ближайшие к разъему и особенно крайняя, включая и разрезную

лопатку. Особенно напряженными из крайних являются лопатки, обращенные к разъему выходными кромками. Сварная диафрагма (фиг. 64, *б* и 65, *а*) состоит из тела *8*, обода *3*, сопловых лопаток *5*, наружной *4* и внутренней *6* бандажных лент толщиной 4—6 *мм*.

В профильные отверстия, пробитые пуансоном в бандажных лентах, вставляются сопловые лопатки и привариваются по контуру профиля по наружным поверхностям бандажей. Сварка производится в специальном приспособлении, обеспечивающем необходимую геометрию сопловой решетки, соответствующие размеры и допуски. Далее сопловая решетка стыковыми швами



а) *б*)

Фиг. 65. Направляющие лопатки сварных диафрагм:
а — с широким; *б* — с узким профилем.

с односторонней разделкой сваривается с телом и ободом. Высота швов, соединяющих сопловую решетку с телом и ободом, обычно составляет 0,15—0,20 ширины профиля; выбирается она из условий прочности шва и, с другой стороны, чтобы увеличение калибра шва не приводило к чрезмерной деформации конструкции при сварке.

Сборка под сварку сопловой решетки с телом и ободом производится также в приспособлении, гарантирующем сохранение размеров проходных сечений.

Сварные диафрагмы (фиг. 64, *б*) в зависимости от плавности поточной части (конфигурации ее) и местоположения диафрагмы в турбине могут быть с прямыми и косыми бандажами.

В первых ступенях турбины каналы обычно более простые, и по мере расширения пара они усложняются. Наиболее простыми в изготовлении являются диафрагмы с прямыми бандажами.

При расчете шага отверстий под лопатки в бандажных лентах и проектировании сборочной оснастки учитываются усадочные деформации при сварке. Поправки для компенсации усадок найдены на основе исследовательских работ. Просечка пазов в бандажных лентах под лопатки производится с учетом деформаций, вызывающих изменение шага лопаток в результате проведения сварки сопловой решетки, приварки ее к телу и ободу диафрагмы:

$$s = s_0 + \Delta s,$$

где s_0 — теоретический шаг между лопатками;

s — шаг при просечке лент;

Δs — поправка на шаг, равная 0,1—0,2 *мм* для лент хромистых сталей и 0,3—0,4 *мм* для аустенитных сталей.

Сварные диафрагмы работают в среде высокого давления пара и высоких температур, поэтому к исходным материалам и качеству сварочного соединения предъявляются повышенные требования.

Точность изготовления сварных диафрагм на к. п. д. турбины оказывает существенное влияние (см. табл. 11).

Всякие отклонения выходных сечений от расчетных величин приводят к изменению теплового процесса и экономичности ступеней, осевого усилия на ротор, напряжений в диафрагмах и т. д.

В современных турбинах применяются высокоэффективные профили сопловых лопаток, полученные на основе аэродинамических исследований послевоенных лет ЦКТИ, ВТИ и других институтов, а также заводских лабораторий.

В первых ступенях давления для повышения к п. д. сопловой решетки (см. § 2) высотою до 100—110 *мм* применяют диафрагмы с узким профилем лопаток.

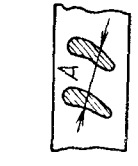
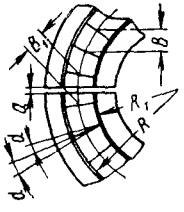
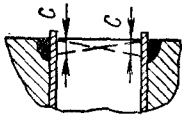
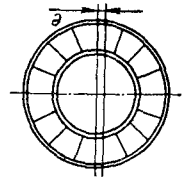
В этих диафрагмах тело и обод выполняются из одной поковки (фиг. 64, *а*, 65, *б*).

Каналы между ребрами жесткости (стойками) выполняются долблением. Силовую нагрузку в диафрагмах несут главным образом стойки, имеющие каплевидное сечение. Обычно стойки располагаются друг от друга на расстоянии тройного шага лопаток, а у разъема — на расстоянии двойного шага лопаток для уменьшения напряжений в крайних стойках. Исследования показали, что расположение стоек против лопаток или против соплового канала на к. п. д. ступени не сказывается.

Изготовление лопаточного аппарата дешевле как по затратам материала, так и по механической обработке в диафрагмах с узкими профилями по сравнению с диафрагмами с широкими профилями сопловых лопаток. В данном случае конструкторами создана возможность изготовлять лопатки из светлокатаного профиля. Сопловые лопатки с узким и широким профилем из светлокатаного профиля должны выполняться с утолщенной до 2—3 *мм* выходной кромкой, которая дополнительно обрабатывается в пределах высоты рабочего канала в заготовках лопаток с оставлением исходной толщины по торцам на высоту 3—5 *мм* (фиг. 65). Наличие утолщения кромки в месте приварки бандажа к лопатке необходимо потому, что пробивка паза в бандажной ленте толщиной, равной толщине выходной кромки до 0,5 *мм*, невозможна. Кроме

Таблица 11

Основные допуски на изготовление сварных диафрагм

Технические требования				
				
Допуски на изготовление	+0,2 −0,3	B: ±0,15; R: −0,2; R_1: +0,2; B_1: ±1,5; a: <0,04; d: ±0,4	±0,2	≤0,5

Условные обозначения: A — ширина горла по среднему диаметру; B — шаг по среднему диаметру; R и R_1 — наружный и внутренний радиусы канала; B_1 — шаг по разъему; a — зазор по разъему; d — отклонение выходной кромки от радиальности у наружной бандажной ленты; c — отклонение от аксиальности; e — эксцентричность окружности наружного диаметра бандажа относительно вертикальной оси диафрагмы.

того, утолщение кромки по торцам лопаток способствует получению более качественного сварного соединения и устраняет обгорание выходной кромки при сварке.

§ 15. УСТАНОВКА ДИАФРАГМ В ЦИЛИНДРЕ ИЛИ В ОБОЙМАХ

Способы установки диафрагм в осевом направлении (фиг. 62, 64) или в радиальном (фиг. 66) являются наиболее простыми в изготовлении и надежными в эксплуатации турбины и применяются не только для установки диафрагм непосредственно в цилиндре или обойме, но и для установки обойм в цилиндре. Рассмотренные здесь положения о диафрагмах следует распространить и на обоймы. При установке диафграм должна быть обеспечена прочность их крепления в цилиндре или в обоймах и надлежащая плотность для предотвращения пропаривания по горизонтальному разъему диафрагмы и по ободу в месте соединения диафрагмы с цилиндром или обоймой.

В современных турбинах диафрагмы устанавливаются во внутренние расточки цилиндра или обойм. Торцовая поверхность A в расточке обоймы (фиг. 62, 64) или цилиндра является опорной для диафрагмы.

Диафрагма, создаваемой разностью давления по обе ее стороны, прижимается к поверхности A. Поверхность расточки A должна быть выполнена таким образом, чтобы соблюдалась строгая перпендикулярность диафрагмы к оси ротора, для обеспечения одинаковой величины зазоров по окружности между различными частями диафрагмы и рабочими колесами.

Со стороны выхода (фиг. 62) или входа (фиг. 64) пара между торцовой поверхностью расточки и ободом диафрагмы делается зазор 1,5—2,5 *мм*, при этом в обод вворачиваются винты или устанавливаются штифты диаметром 8—12 *мм* в количестве 3—4 шт. по полуокружности из латуни или мягкой стали. Припиловкой штифтов или головок винтов создается зазор 0,1—0,15 *мм*.

Такая конструкция обеспечивает тепловое относительное осевое расширение и рост чугуна.

Во время ревизии турбины при обнаружении роста чугуна для восстановления зазора штифты или винты припиливаются.

В стальных диафрагмах (фиг. 64) иногда штифтов не делается, а для обеспечения теплового расширения предусматривается зазор 0,1—0,15 *мм* между торцовыми поверхностями обода и расточки.

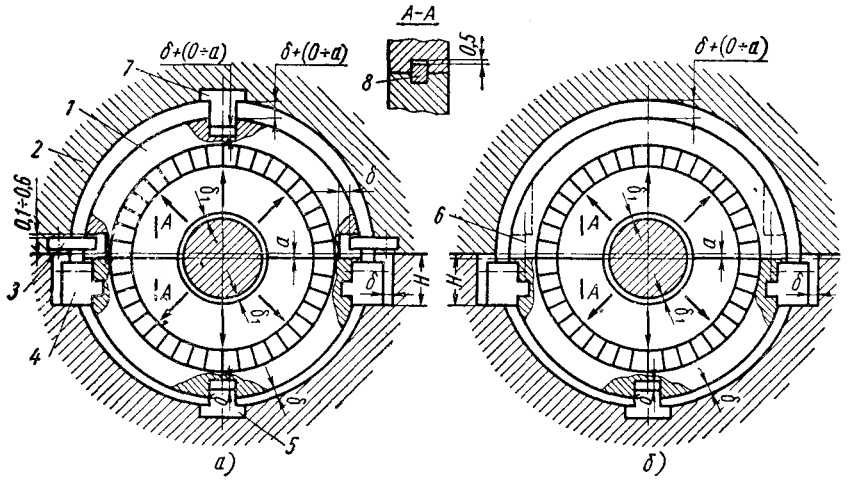
Для предотвращения прикипания диафрагмы в расточке поверхности ее, обода и расточке цилиндра или обойм протираются серебристым чешуйчатым графитом.

Концентричность расточки с ротором в рабочих условиях достигается расположением осей расточки диафрагм по линии

вала с учетом естественного прогиба ротора в рабочих условиях, прогиба цилиндра, смещения ротора из-за всплывания шеек вала на масляной пленке в подшипнике и влияния тепловых деформаций и расширений цилиндра.

При пуске турбины и изменении ее нагрузки диафрагмы, омываемые со всех сторон паром, прогреваются быстрее цилиндра. В зависимости от размеров и температуры омываемого пара в большинстве случаев диафрагмы прогреваются быстрее обойм.

Схемы установок, широко применяемые в современных турбинах, приведены на фиг. 66, *а* и *б*.

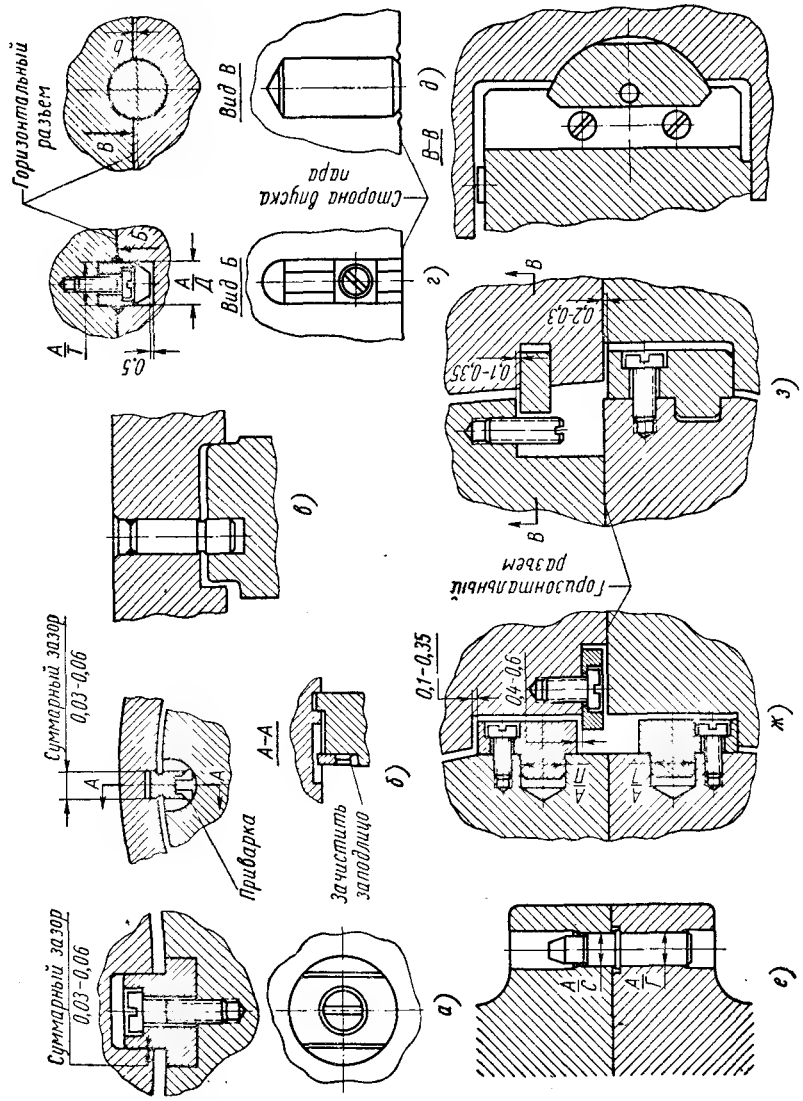


Фиг. 66. Крепление диафрагм в цилиндре или обоймах с помощью шпонок:

1 — диафрагма; *2* — цилиндр или обойма; *3* — шпонки (лапки) для подвески верхних половин диафрагм; *4* — шпонки для подвески нижних половин диафрагм; *5*, *7* — шпонки для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости; *6* — болтовое соединение двух половин диафрагм; *8* — шпонка по горизонтальному разъему диафрагмы.

Установка диафрагм, показанная на фиг. 66, *а*, применяется как в ц. в. д., так и в ц. н. д. Между наружной цилиндрической поверхностью диафрагмы и расточкой в цилиндре или в обойме предусматривается тепловой радиальный зазор $\delta = 1{,}5 \div 3$ *мм* для стальных диафрагм с запасом исходя из предполагаемого максимального относительного теплового расширения (обычно не менее $\delta = 1{,}5$ *мм*), а в чугунных диафрагмах для обеспечения относительного теплового расширения и роста чугуна.

Нижняя половина диафрагмы подвешивается на шпонках *4*, прикрепленных к диафрагме винтами, или приваренных к ней вблизи горизонтального разъема (фиг. 66, 67, *ж*, *з*). Указанное место крепления очень важно, так как расстояние от горизонтального разъема до опорных поверхностей *H* и разность температур определяют величину расцентровки диафрагмы в вертикальной пло-



Фиг. 67. Детали крепления диафрагм в цилиндре или обойме:

а, *б*, *в* — шпонки и штифты для центровки диафрагм в вертикальной плоскости; *г*, *д*, *е* — призматические, круглые шпонки, заменяющие верхние шпонки и штифты *а*, *в*; *ж*, *з* — детали крепления верхних и нижних половин диафрагм вблизи горизонтального разъема.

скости при переменных тепловых режимах, что в конечном итоге определяет изменения радиальных зазоров снизу вала в диафрагменных уплотнениях.

В нижней части расточки цилиндра или обоймы, прикрепляется шпонка *5* для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости. Таким образом, нижняя половина диафрагмы расширяется в радиальном направлении от вала к цилиндру (показано стрелками на фиг. 66, *а*).

Принцип установки верхней половины диафрагмы в верхней половине корпуса или обойме тот же, что и для нижней. Она также подвешивается по горизонтальному разъему на шпонках *3*, закрепленных вблизи разъема цилиндра или обоймы и позволяющих радиальное расширение. В вертикальной плоскости диафрагма центрируется шпонкой *7*.

Рассмотренная установка диафрагмы в цилиндре или обойме может быть применена при любой разности температур между этими деталями при переменных тепловых режимах. Она обеспечивает равномерное расширение диафрагмы во всех направлениях с сохранением плотности горизонтального разъема и концентричности расточек диафрагм с расточками цилиндра.

При монтаже диафрагм следует учитывать статический прогиб ротора, если он составляет значительную величину, особенно в ступенях, наиболее удаленных от опор (на фиг. 66 он показан размером *а*).

В некоторых конструкциях шпонка *7* для простоты технологического процесса установки и удобства обработки диафрагм заменяется штифтом, призматической или цилиндрической шпонкой, расположенной на разъеме двух половин диафрагмы (фиг. 67, *г*, *д*, *е*).

В диафрагмах, имеющих достаточно большую массу, обычно в последних ступенях конденсационных турбин, показанных на фиг. 62, применяют установку фиг. 66, *б*.

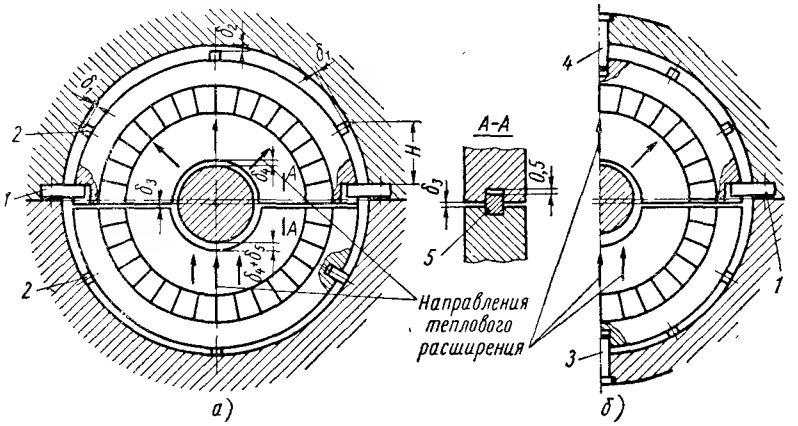
Такая конструкция отличается от рассмотренной выше на фиг. 66, *а* тем, что верхняя половина диафрагмы центрируется по нижней с помощью призонных болтов или штифтов (фиг. 67, *е*) и этими болтами крепится с ней одним или двумя дополнительными с каждой стороны.

В данном случае тепловое расширение диафрагмы происходит так же радиально от вала к корпусу.

Технология центровки диафрагм на шпонках (фиг. 66) проста. Вначале производится центровка диафрагмы по высоте за счет пригонки опорных поверхностей боковых шпонок *4* (лапок), с помощью применения сменных пластин. Далее диафрагма центрируется по калибровочному валу, при этом добиваются одинакового радиального расстояния от калибровочного вала до внутренней расточки диафрагмы. Нижняя шпонка *5* обрабатывается по размерам, взятым с места. Такой же порядок центровки и верхней половины диафрагмы.

На фиг. 68, *а* приведена установка диафрагмы на штифтах, которая может применяться только при малой разности температур между диафрагмой и обоймой или цилиндром и не обеспечивает плотности горизонтального разъема.

В последнее время такая установка почти не применяется в турбинах. Нижняя половина установлена на трех-четырех штифтах *2*, изготовленных из мягкой стали или латуни и вставленных в сверленые гнезда обода диафрагмы.



Фиг. 68. Крепление диафрагм в цилиндре или обоймах на штифтах:

1 — шпонки (лапки) для подвески верхних половин диафрагм; *2* — штифты; *3* и *4* — центрирующие штифты или шпонки; *5* — шпонка по горизонтальному разъему диафрагмы.

Верхняя половина диафрагмы по горизонтальному разъему подвешивается на планках (шпонках), прикрепленных к разъему верхней половины обоймы или цилиндра.

По ободу верхней половины диафрагмы также имеются три или четыре штифта. При пуске и нагружении турбины тепловое расширение нижней половины происходит вверх от опорных штифтов (показано на фиг. 68, *а* стрелками), поэтому в уплотнении снизу вала должен быть предусмотрен дополнительный тепловой зазор δ_5 к радиальному зазору δ_4. По горизонтальному разъему диафрагмы для этой цели предусматривается зазор δ_3.

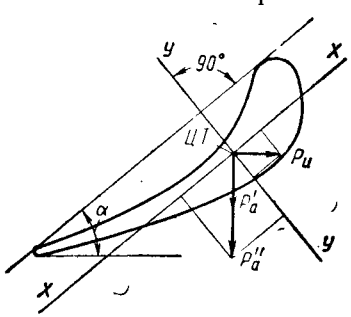
Верхняя половина от опорных шпонок *1*, расположенных по разъему, расширяется вверх, поэтому между штифтами и цилиндрической расточкой предусматриваются зазоры δ_1 и δ_2. При монтаже верхняя половина диафрагмы относительно оси может быть смещена влево или вправо на величину зазора δ_1, поэтому этот зазор, определяемый расстоянием *H* от опорных шпонок *1* радиусом торцевых поверхностей штифтов и разностью температур, должен быть меньше радиального зазора в уплотнении δ_4.

Иногда, улучшая установку на штифтах, применяют шпонки или центрирующие штифты *3* и *4* (фиг. 68, *б*), которые предотвращают смещение диафрагм в поперечном направлении. Однако технология центровки диафрагм при установке на штифтах сложна и трудоемка. При таком способе центровка половин диафрагм осуществляется многократным припиливанием радиальных штифтов, с одновременными выемками и установками диафрагм в обойму для повторных замеров от фальш-вала. Положение диафрагм по высоте определяется путем замера разницы горизонтальных разъемов обоймы и диафрагмы в нижней половине обоймы и переноса этого размера на ее верхнюю половину. После этого верхняя и нижняя половины диафрагмы конструкции фиг. 68, *б* фиксируются в обойме центрирующими штифтами *3* и *4* на расточном станке, и снова проверяется точность центровки в цилиндре обойм и диафрагм в сборе.

§ 16. РАСЧЕТ ДИАФРАГМ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет сопловых лопаток

На сопловые лопатки (фиг. 69) действуют внешние нагрузки: статическая разность давления пара по обе стороны диафрагмы или соплового аппарата в первой ступени; динамическое давление пара вследствие изменения количества движения при протекании пара через сопловую решетку; изгибающий момент, от действующих усилий которого создается деформация диаграм (этот расчет лопаток дан в расчете диафрагм на прочность).



Фиг. 69. Схема действия усилий на направляющую лопатку.

Считаем, что паровая нагрузка равномерно распределена по высоте направляющей лопатки, тогда для одной лопатки величина первого усилия определится по формуле

$$P'_a = \frac{\Delta p \pi D_c}{z} \cdot l \; н \; (кГ), \tag{16}$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления до и после сопла в $н/м^2$ ($кГ/см^2$);
D_c — средний диаметр в *м* (*см*);
z — число сопел;
l — высота сопловой лопатки в *м* (*см*).

Величина второго усилия на одну лопатку определяется из уравнений изменения количества движения, как сумма окружной и осевой составляющих, соответственно равных:

$$\left.\begin{aligned} P_u &= \frac{G}{z}\left(c_{2u}^{пр} - c_{1u}\right) \; н, \\ P_u &= \frac{G}{gz}\left(c_{2u}^{пр} - c_{1u}\right) кГ, \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

$$\left.\begin{aligned} P''_a &= \frac{G}{z}\left(c_{2a}^{пр} - c_{1a}\right) \; н; \\ P''_a &= \frac{G}{gz}\left(c_{2a}^{пр} - c_{1a}\right) кГ, \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

где G — секундный расход пара через сопловую решетку в *кг/сек*;
$g = 9{,}81$ — ускорение силы тяжести в $м/сек^2$;
c_{1u}, $c_{2u}^{пр}$ c_{1a}, $c_{2a}^{пр}$ — окружные и осевые составляющие скоростей пара;
$c_{2u}^{пр}$, $c_{2a}^{пр}$ — при входе в сопловую решетку, а c_{1u}, c_{1a} — при выходе из нее в *м/сек*.

Суммарное осевое усилие

$$P_a = P'_a + P''_a. \tag{19}$$

Усилие, изгибающее лопатку относительно оси $X—X$,

$$P_1 = P_u \sin \alpha + P_a \cos \alpha. \tag{20}$$

Усилие, изгибающее направляющую лопатку относительно оси $Y—Y$,

$$P_2 = P_a \sin \alpha - P_u \cos \alpha. \tag{21}$$

Максимальное изгибающее напряжение лопатки будет в корневом сечении с равномерно распределенной нагрузкой при заделанных концах

$$\sigma_{из} = \frac{P_1 l}{8 W_x} \; н/м^2 \; (кГ/см^2), \tag{22}$$

где W_x — момент сопротивления лопатки относительно оси $X—X$, проходящей через центр тяжести сечения параллельно линии, соединяющей кромки лопатки.

За счет изгиба относительно оси $X—X$ в кромках лопатки появляются растягивающие усилия, а в выпуклой части — сжимающие.

Расчет лопатки на изгиб относительно оси $Y—Y$ производится так же, как и относительно оси $X—X$.

Его обычно не проводят, так как жесткость лопатки относительно оси $Y—Y$ намного превышает жесткость относительно

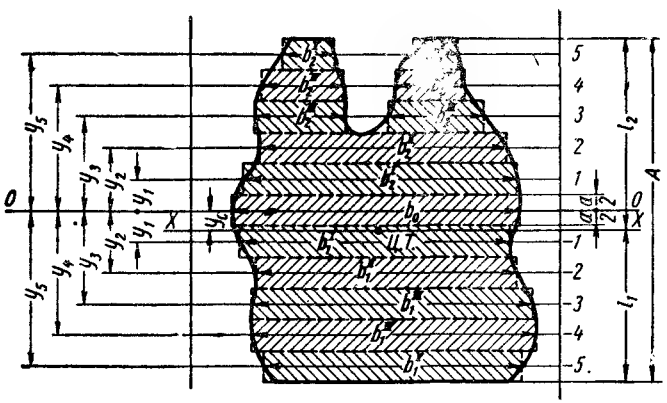
оси $X—X$, к тому же усилия, изгибающие лопатку в этом направлении, незначительны.

В коротких лопатках изгибающих усилий от динамического воздействия пара не учитывают, так как его величина мала.

Расчет сопловых лопаток проводят по рассмотренной выше методике для диафрагм и сопловых аппаратов с узкими профилями лопаток и для чугунных литых диафрагм с заливаемыми лопатками.

Графоаналитический способ определения геометрических характеристик профиля сложной конфигурации

Этот способ применяется для вычисления площади F, момента инерции I и момента сопротивления W, а также нахождения одной из главных осей инерции, проходящей через центр тяжести профилей сложной конфигурации (профилей сопловых и рабочих



Фиг. 70. К расчету площади F, момента инерции J, момента сопротивления W и нахождения главных осей инерции профиля сложной конфигурации.

лопаток, тела и обода диафрагм, стоек в диафрагмах с узкими профилями сопловых лопаток). Сущность этого способа заключается в разбивке сложного профиля на элементарные прямоугольные площадки и в вычислении геометрических характеристик этих площадок.

Фигурный профиль для большей точности расчета вычерчивается в крупном масштабе (фиг. 70), затем через его середину проводится ось $O—O$, относительно которой будет производиться расчет профиля. Ширина профиля A делится на нечетное число, например на *11*, *13*, *15* и т. д., которое определяет количество элементарных участков $\left(\text{на фиг. 70 } a = \frac{A}{11}\right)$.

Далее проводят линии, параллельные оси $O—O$, на расстоянии a друг от друга, которые обозначаются цифрами *1*, *2*, *3* с одной стороны от оси $O—O$ со знаком плюс (+), а с другой — со знаком минус (—).

Между этими линиями проводятся пунктирные линии на расстоянии $a/2$, в результате чего получим профиль, разбитый на элементарные прямоугольные участки, у которых средние линии обозначены цифрами *1*, *2*, *3*, *4*, *5* и т. д. Чем больше таких участков, тем точнее будет расчет элементов сложного профиля.

Длины прямоугольных участков, расположенных сверху от оси $O—O$, обозначаются b_2^{I}, b_2^{II}, b_2^{III} и т. д., а снизу — b_1^{I}, b_1^{II}, b_1^{III} и т. д., при этом расстояния y_1, y_2, y_3 и т. д. от оси $O—O$ до средних линий отдельных участков, замеренные на чертеже, записываются в таблицу.

В таблице подсчитываются вспомогательные величины

$$\Sigma b = \Sigma b_2 + \Sigma b_1; \quad \Sigma by = \Sigma b_2 y - \Sigma b_1 y$$

и

$$\Sigma by^2 = \Sigma b_2 y^2 + \Sigma b_1 y^2,$$

которые понадобятся в дальнейшем расчете (см. в примере расчета табл. 12). Для простоты расчета замечаем (фиг. 70), что

$$y_1 = y_1' a = 1a; \; y_2 = y_2' a = 2a;$$

$$y_3 = y_3' a = 3a$$

и т. д., тогда

$$\sum by = a \sum by'; \; \sum by^2 = a^2 \sum by'^2$$

В расчетные таблицы вместо y_1, y_2, y_3 и т. д. заносятся

$$y_1' = 1, \; y_2' = 2, \; y_3' = 3 \text{ и т. д.}$$

Площадь профиля с достаточной степенью точности рассчитывается как сумма площадей элементарных прямоугольных площадок:

$$F = \frac{1}{m^2}(\Sigma ab_2 + \Sigma ab_1) = \frac{a}{m^2}(\Sigma b_2 + \Sigma b_1) = \frac{a}{m^2}\Sigma b, \qquad (23)$$

где m — масштаб чертежа профиля.

Момент инерции относительно оси $O—O$ любого элементарного прямоугольного участка, расположенного на расстоянии y от оси $O—O$, равен произведению площади участка f на квадрат расстояния y^2:

$$I_0' = \frac{1}{m^4} \cdot fy^2 = \frac{1}{m^4} bay^2.$$

Момент инерции фигурного профиля относительно оси $O—O$ равен сумме моментов инерции отдельных участков относительно этой оси:

$$I_0 = \frac{1}{m^4}\left(\sum ab_2y^2 + \sum ab_1y^2\right) = \frac{a}{m^4}\left(\sum b_2y^2 + \sum b_1y^2\right) =$$

$$= \frac{a}{m^4}\sum b^2y$$

или, подставляя $y_1 = y_1'a$; $y_2 = y_2'a$ и т. д., получим

$$I_0 = \frac{a^3}{m^4}\left(\sum b_2y'^2 + \sum b_1y'^2\right) = \frac{a^3}{m^4}\sum by'^2. \qquad (24)$$

Статический момент инерции профиля относительно оси $O—O$ определится как сумма отдельных участков относительно этой оси:

$$S = \frac{1}{m^3}\left(\sum ab_2y - \sum ab_1y\right) = \frac{a}{m^3}\left(\sum b_2y - \sum b_1y\right) = \frac{a}{m^3}\sum by$$

или, подставляя $y_1 = y_1'a$; $y_2 = y_2'a$; $y_3 = y_3'a$ и т. д., получим

$$S = \frac{a^2}{m^3}\left(\sum b_2y' - \sum b_1y'\right) = \frac{a^2}{m^3}\sum by'. \qquad (25)$$

Величина статического момента инерции может быть

$$S > 0 \text{ при } \sum b_2y > -\sum b_1y;$$

$$S < 0 \text{ при } \sum b_2y < -\sum b_1y;$$

$$S = 0 \text{ при } \sum b_2y = -\sum b_1y.$$

В последнем случае, когда $S = 0$, ось $O—O$ является главной осью инерции, проходящей через центр тяжести профиля.

Расстояние от оси $O—O$ до главной оси инерции, проходящей через центр тяжести, выразится

$$y_c = \frac{S}{F} \text{ см}. \qquad (26)$$

Знак y_c может быть с плюсом или минусом в зависимости от знака статического момента инерции S. Он показывает, в какую сторону от оси $O—O$ сдвинута на расстоянии y_c главная ось инерции $X—X$, т. е. при знаке минус главная ось инерции (фиг. 70) сдвигается вниз, а при знаке плюс она сдвигается вверх.

Момент инерции профиля относительно главной оси инерции $X—X$

$$I_x = I_0 - Sy_c. \qquad (27)$$

По чертежу определяются расстояния от нейтральной оси $X—X$ до наиболее удаленных волокон профиля l_1 и l_2, тогда моменты сопротивления подсчитываются так:

$$W_1 = \frac{I_x}{l_1}; \qquad (28)$$

$$W_2 = \frac{I_x}{l_2}. \qquad (29)$$

Для простоты построения обычно проводят только средние линии участков без построения элементарных площадок.

Расчет диафрагм

Применяемые в современном турбостроении стальные сварные диафрагмы с широкими и узкими профилями сопловых лопаток и чугунные диафрагмы с залитыми лопатками представляют собой монолитные конструкции, поэтому для всех видов таких диафрагм на отечественных заводах применяются в основном одинаковые методики расчета. Обычно диафрагмы состоят из двух полуколец, опирающихся по ободу со стороны выхода пара на торцовую поверхность расточки цилиндра или промежуточной обоймы, подвержены действию разности давлений пара по обе стороны. Суммарная нагрузка, изгибающая диафрагму, определяется величинами перепада давлений пара по обе ее стороны и площадей торцовых поверхностей диафрагмы и уплотнений, показанных на фиг. 58. Таким образом, диафрагма представляет собой две полукольцевые пластины (тело и обод), жестко соединенные лопатками или стойками, несущими силовую нагрузку в конструкциях с узкими профилями лопаток. Вся система нагружена равномерно распределенным давлением, а лопатки, кроме того, нагружены распределенным по ее длине окружным усилием. Наличие горизонтального разъема в диафрагмах приводит к неравномерному распределению прогибов и напряжений в ее элементах, что вызывает основные трудности расчета и заставляет прибегать к приближенным методам. Для проверки результатов, полученных при расчете, производятся испытания изготовленных диафрагм для определения величин прогибов и остаточных деформаций при 100%-ной и 150%-ной рабочей нагрузке. Расчет диафрагм на прочность заключается в определении напряжений в элементах диафрагм и прогибов у корня лопаток и по внутреннему диаметру уплотнений. При выборе допускаемых напряжений учитываются изменения механических свойств металла, происходящие под действием высоких температур, и степень точности применяемой методики расчета (см. § 17).

Малые величины осевых зазоров между вращающимися и неподвижными деталями в турбине ограничивают величины прогибов диафрагм. Для избежания задеваний диска ротора о диаф-

рагму осевой зазор между ними принимается не менее тройной величины прогиба диафрагмы, полученной из ее расчета.

Здесь приводится приближенная методика расчета диафрагм, которая в настоящее время является одной из основных, применяемых при рабочем проектировании. Вывод формул из-за сложности и ограниченного объема книги здесь не приводится. Более подробно с некоторыми методами расчета диафрагм можно познакомиться в работе [63]. Максимальное напряжение в ободе диафрагм определяется по формуле

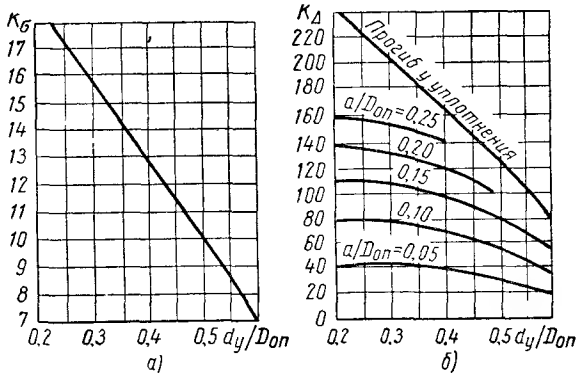
$$\sigma_{об} = K_\sigma \frac{\Delta p\,(0{,}1D_{оп})^3\, m_{max}}{I_T + I_{об}}\ н/м^2\ (кГ/см^2). \qquad (30)$$

Максимальное напряжение в теле диафрагмы определяется по формуле

$$\sigma_T = K_\sigma \frac{\Delta p\,(0{,}1D_{оп})^3\, S_{max}}{I_T + I_{об}}\ н/м^2\ (кГ/см^2), \qquad (31)$$

где K_σ — коэффициент напряжений, определяемый по кривой фиг. 71, *а*;

I_T, $I_{об}$ — моменты инерции тела и обода относительно осей $X—X$, проходящих через центры тяжестей тела и обода диафрагмы, перпендикулярных к оси ротора в $см^4$ (фиг. 72, *а*).



Фиг. 71. Вспомогательные графики для расчета диафрагм:

а — график для определения коэффициента K_σ; *б* — график для определения коэффициента K_Δ.

В том случае, если $I_T < I_{об}$, то в формулы (30) и (31) вместо суммы $I_T + I_{об}$ подставляется $2I_{об}$.

Максимальное изгибающее напряжение в лопатке, вызванное разностью давлений по обе стороны диафрагмы, определится по формуле

$$\sigma_л = \frac{1{,}2\cdot\Delta p D_c (D_c - d_y)\, l}{W_л z}\ н/м^2\ (кГ/см^2), \qquad (32)$$

где l — активная высота лопатки в *см* в формулах (32) и (34), для сварных диафрагм высота $l = l_л + 2\delta$, где δ — толщина бандажа, а для литых диафрагм l — высота со стороны выхода пара;

$W_л = \frac{I_л}{l_{вых}}$; $W_л = \frac{I_л}{l_{вх}}$ — момент сопротивления сечения лопатки относительно оси $X—X$, проходящей через центр тяжести профиля лопатки (см. фиг. 72, *б*);

$I_л$ — момент инерции сечения лопатки относительно оси $X—X$ (см. фиг. 72, *б*);

$l_{вх}$ или $l_{вых}$ — расстояние наиболее удаленного волокна от нейтральной оси;

z — число лопаток в двух половинах диафрагм.

В данной методике расчета делается допущение — считается, что сопловые лопатки изгибаются относительно оси $X—X$, проходящей через центр тяжести профиля параллельно плоскости вращения диска. Ось $X—X$ не является главной осью инерции профиля (показанная на фиг. 69). Таким образом, в действительности, находясь в условиях косого изгиба, сопловые лопатки будут иметь деформации не только в осевом, но и в радиальном направлениях.

В стальных и литых диафрагмах лопатки являются статически неопределимыми балками, у которых оба конца заделаны в тело и обод. Прогиб диафрагмы определяется методом наложения двух деформаций: прогиба лопатки $\Delta_л$ при условии абсолютной жесткости тела; прогиба тела Δ_T при условии абсолютной жесткости лопатки:

$$\Delta = \Delta_л + \Delta_T. \qquad (33)$$

Прогиб лопаток определяется по формуле

$$\Delta_л = \frac{0{,}2\Delta p D_c (D_c - d_y)\, l^3}{E_л I_л z}\ см, \qquad (34)$$

где $E_л$ — модуль упругости материала лопаток.

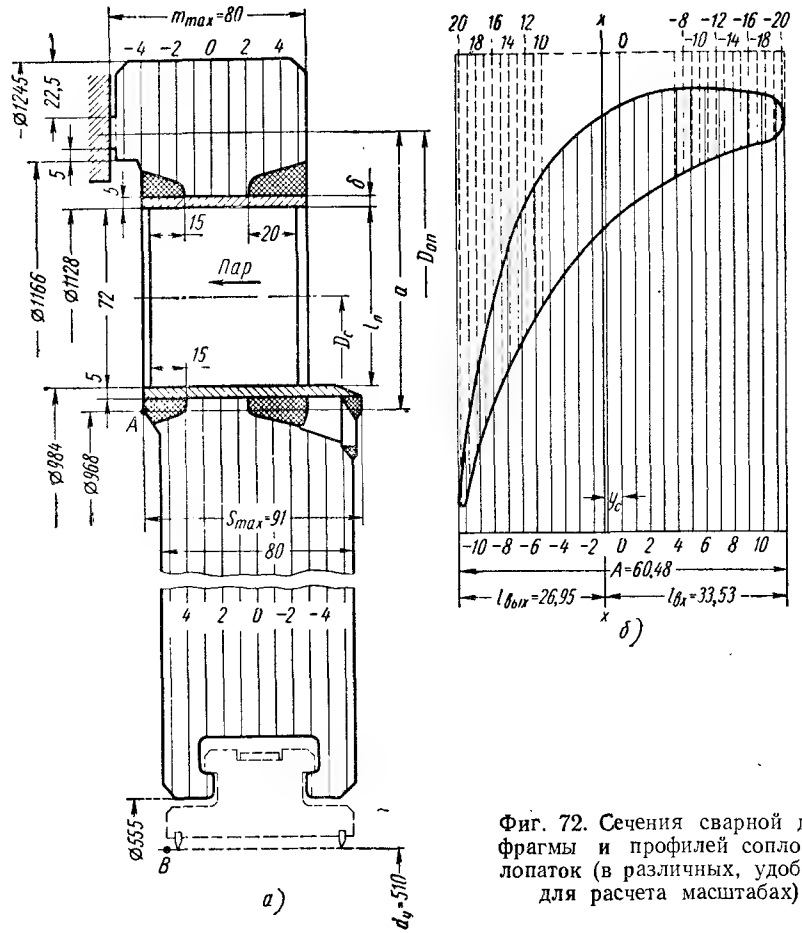
Прогиб тела диафрагмы

$$\Delta_T = \frac{K_\Delta \Delta p\,(0{,}1\cdot D_{оп})^5}{E_T (I_T + I_{об})}\ см, \qquad (35)$$

где K_Δ — коэффициент прогиба выбирается по фиг. 71, *б* в зависимости от отношения $\frac{d_y}{D_{оп}}$ при определении прогиба на диаметре d_y и в зависимости от $\frac{d_y}{D_{оп}}$ и $\frac{a}{D_{оп}}$ при определении прогиба у корня лопатки.

Пример расчета сварной диафрагмы с широким профилем сопловых лопаток

а) Расчет площади, момента инерции, момента сопротивления сопловой лопатки.



Фиг. 72. Сечения сварной диафрагмы и профилей сопловых лопаток (в различных, удобных для расчета масштабах).

Для расчета профиль направляющей лопатки вычерчивается в масштабе $m = 3:1$ и наносятся средние линии участков от оси $O—O$ (фиг. 72, *б*). Замеряются величины b на чертеже; $y' = 1, 2, 3$ и т. д. и заносятся в расчетную табл. 12, в которой подсчитываются вспомогательные величины

$$by',\ y'^2,\ by'^2 \text{ и суммы } \sum b,\ \sum by',\ \sum by'^2.$$

Таблица 12

Расчет площади, момента инерции и момента сопротивления профиля сопловой лопатки $B = 65$ *мм*

№ по пор.	b	y'	by'	y'^2	by'^2
11	1,93	11	21,23	121	233,53
10	2,64	10	26,4	100	264
9	3,0	9	27,0	81	243
8	3,3	8	26,4	64	211,2
7	3,6	7	25,2	49	176,4
6	3,9	6	23,4	36	140,4
5	4,25	5	21,25	25	106,29
4	4,58	4	18,32	16	73,28
3	4,9	3	14,7	9	44,1
2	5,22	2	10,44	4	20,88
1	5,55	1	5,55	1	5,55
—0	5,8	0	0	0	0
—1	6,08	—1	—6,08	1	6,08
—2	6,34	—2	—12,58	4	25,36
—3	6,57	—3	—19,71	9	59,13
—4	6,77	—4	—27,08	16	108,32
—5	6,98	—5	—34,9	25	174,5
—6	7,05	—6	—42,3	36	253,2
—7	6,86	—7	—48,02	49	335,14
—8	6,17	—8	—49,36	64	394,88
—9	5,3	—9	—47,70	81	429,3
—10	4,26	—10	—42,6	100	426
—11	2,9	—11	—31,9	121	350,9
	$\sum b = 113{,}95$		$\sum by' = -142{,}44$		$\sum by'^2 = 4083{,}0$

Профиль лопатки для получения более точного расчета разбит на 23 участка с высотой элементарной площадки

$$a = \frac{Am}{23} = \frac{6{,}048 \cdot 3}{23} = 0{,}7888 \text{ см}.$$

Определение площади сечения лопатки

$$F = \frac{a}{m^2} \sum b = \frac{0{,}7888}{9} \cdot 113{,}95 = 9{,}987 \text{ см}^2.$$

Определение статического момента относительно оси $O—O$:

$$S = \frac{a^2}{m^3} \sum by' = \frac{0{,}7888^2}{27}(-142{,}44) = -3{,}282 \text{ см}^3.$$

Расстояние от оси $O—O$ до главной оси инерции $X—X$

$$y_c = \frac{S}{F} = \frac{-3{,}282}{9{,}987} = -0{,}329 \text{ см}.$$

Момент инерции сечения направляющей лопатки относительно нейтральной оси $X—X$

$$I = \frac{a^3}{m^4}\sum by'^2 - y_c S = \frac{0{,}7888^3}{81}\cdot 4083 - 0{,}329\times$$

$$\times 3{,}282 = 24{,}74 - 1{,}08 = 23{,}66\ см^4.$$

Расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленных волокон

$$l_{вх} = 3{,}353\ см;\ l_{вых} = 2{,}695\ см.$$

Момент сопротивления

$$W_{вх} = \frac{I}{l_{вх}} = \frac{23{,}66}{3{,}353} = 7{,}06\ см^3;$$

$$W_{вых} = \frac{I}{l_{вых}} = \frac{23{,}66}{2{,}695} = 8{,}779\ см^3.$$

б) Расчет площади момента инерции, момента сопротивления сечения сварных швов сопловой лопатки.

Для выполнения расчета профиль сопловой лопакти (фиг. 72, *б*) разбивается на элементарные площадки (41 участок) с высотой $a = \frac{Am}{41} = \frac{18{,}143}{41} = 0{,}4425\ см$. Вспомогательные величины даются в табл. 13. Средние линии участков на фиг. 72, *б* даны пунктиром.

Площадь сечения шва лопатки

$$F = \frac{a}{m^2}\sum b = \frac{0{,}4425}{9}\cdot 99{,}35 = 4{,}885\ см^2.$$

Статический момент относительно оси $O—O$

$$S = \frac{a^2}{m^3}\sum by' = \frac{0{,}4425^2}{27}\cdot 230{,}57 = 1{,}672\ см^3.$$

Расстояние от оси $O—O$ до главной оси инерции $X—X$, проходящей через центр тяжести,

$$y_c = \frac{S}{F} = \frac{1{,}672}{4{,}885} = 0{,}342\ см.$$

Момент инерции сечения шва относительно оси $X—X$

$$I = \frac{a^3}{m^4}\sum by'^2 - y_c S = \frac{0{,}4425^3}{3^4}\cdot 19607{,}81 -$$

$$- 0{,}3423\cdot 1{,}6721 = 20{,}973 - 0{,}573 = 20{,}4\ см^4.$$

Расстояние от нейтральной оси $X—X$ до наиболее удаленных волокон

$$l_{вх} = 3{,}366\ см;$$

$$l_{вых} = 2{,}682\ см.$$

Таблица 13

Расчет площади, момента инерции и момента сопротивления сечения шва лопатки

№ по пор.	b	y'	by'	y'^2	by'^2
20	2,2	20	44,0	400	880
19	3,3	19	62,7	361	1191,3
18	3,92	18	70,56	324	1270,08
17	4,65	17	79,05	289	1343,85
16	5,3	16	84,8	256	1356,8
15	5,68	15	85,2	225	1278,0
14	6,2	14	86,8	196	1215,2
13	6,58	13	85,54	169	1112,02
12	6,9	12	82,80	144	993,6
11	6,97	11	76,67	121	843,37
10	3,5	10	35	100	350
9	0	9	0	81	0
8	0	8	0	64	0
7	0	7	0	49	0
6	0	6	0	36	0
5	0	5	0	25	0
4	0	4	0	16	0
3	0	3	0	9	0
2	0	2	0	4	0
1	0	1	0	1	0
0	0	0	0	0	0
—1	0	—1	—0	1	0
—2	0	—2	—0	4	0
—3	0	—3	—0	9	0
—4	0	—4	—0	16	0
—5	0	—5	—0	25	0
—6	0	—6	—0	36	0
—7	2,3	—7	—16,1	49	112,7
—8	4,4	—8	—35,2	64	281,6
—9	4,2	—9	—37,8	81	340,2
—10	4,02	—10	—40,2	100	402
—11	3,84	—11	—42,24	121	464,64
—12	3,68	—12	—43,92	144	527,04
—13	3,5	—13	—45,5	169	591,5
—14	3,3	—14	—46,2	196	646,8
—15	3,15	—15	—47,25	225	708,75
—16	2,97	—16	—47,52	256	760,32
—17	2,76	—17	—46,92	289	797,64
—18	2,55	—18	—45,9	324	826,2
—19	2,2	—19	—41,8	361	794,2
—20	1,3	—20	—26,0	400	520,0
$\sum b = 99{,}35$		$\sum by' = 230{,}57$		$\sum by'^2 = 19607{,}81$	

Таблица 14

Расчет на прочность сварной диафрагмы

№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина
1	Режим			
2	Средний диаметр опорной поверхности	$D_{оп}$	*см*	118,8
3	Средний диаметр ступени	D_c	*см*	105,6
4	Диаметр уплотнения	d_y	*см*	51
5	Отношение	$\frac{d_y}{D_{оп}}$	—	0,429
6	Расстояние от опорной поверхности до точки A	a	*см*	11,0
7	Отношение	$\frac{a}{D_{оп}}$	—	0,0926
8	Полная высота лопатки *	$l = l_л + 2\delta$	*см*	8,2
9	Перепад давлений	Δp	*Мн/м²*	0,48
10	Температура пара перед диафрагмой	t	°C	395
11	Модуль упругости 1-го рода, материала лопатки при температуре t° C	$E_л$	*Мн/м²*	$0{,}191 \cdot 10^6$
12	Ширина профиля лопатки	B	*см*	6,5

* Принимаем среднюю высоту лопатки.

Продолжение табл. 14

№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина
13	Момент инерции сечения лопатки *	$I_л$	*см⁴*	23,66
14	Момент сопротивления сечения лопатки *	$W_л$	*см³*	7,06
15	Число лопаток в диафрагме	z	шт.	60
16	Напряжение в лопатке	$\sigma_л = \frac{1{,}2\Delta p D_c (D_c - d_y) l}{W_л z}$	*Мн/м²*	64,2
17	Прогиб лопатки	$\Delta_л = \frac{0{,}2\Delta p D_c (D_c - d_y) l^3}{E_л I_л z}$	*см*	0,0011
18	Максимальная толщина тела диафрагмы	S_{max}	*см*	9,1
19	Максимальная толщина обода диафрагмы	m_{max}	*см*	8,0
20	Момент инерции тела диафрагмы	I_T	*см⁴*	840
21	Момент инерции обода диафрагмы	$I_{об}$	*см⁴*	195
22	Коэффициент напряжения (по кривой фиг. 71, *а*)	K_σ	—	12,3
23	Напряжения в теле диафрагмы	$\sigma_T = \frac{K_\sigma \Delta p (0{,}1 D_{оп})^3 S_{max}}{I_T - I_{об}}$	*Мн/м²*	87,3

* Момент инерции сечения лопатки следует брать относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения параллельно торцовой плоскости диафрагмы.

Продолжение табл. 14

№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина	
24	Напряжения в ободе диафрагмы	$\sigma_{об} = \frac{K_\sigma \Delta p (0{,}1 D_{оп})^3 m_{max}}{I_T + I_{об}}$	$Мн/м^2$	85,8	
25	Момент сопротивления сварного шва лопатки *	$W_ш$	$см^3$	6,06	
26	Напряжения в сварном шве лопатки	$\sigma_ш = \frac{1{,}2 \Delta p D_c (D_c - d_y) l}{W_ш z}$	$Мн/м^2$	75	
27	Модуль упругости 1-го рода материала тела и обода при температуре t в °С	E_T	$Мн/м^2$	$0{,}179 \cdot 10^6$	
28	Место определения прогиба			Точка A	Точка B
29	Коэффициент прогиба (по кривым фиг. 71, *б*)	K_Δ	—	60	152
30	Прогиб тела диафрагмы	$\Delta_T = \frac{K_\Delta \Delta p (0{,}1 D_{оп})^5}{E_T (I_T + I_{об})}$	*см*	0,0368	0,0935
31	Суммарный прогиб	$\Delta = \Delta_и + \Delta_T$	*см*	0,0379	0,0946
32	Материал тела и обода	Технические условия	—	сталь 20ХМ	

* Момент инерции сечения лопатки следует брать относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения параллельно торцовой плоскости диафрагмы.

Моменты сопротивления шва

$$W_{вх} = \frac{I}{l_{вх}} = \frac{20{,}4}{3{,}366} = 6{,}06\ см^3;$$

$$W_{вых} = \frac{I}{l_{вых}} = \frac{20{,}4}{2{,}682} = 7{,}609\ см^3.$$

в) Расчет на прочность сварной диафрагмы производится после выполнения предварительных расчетов элементов профилей тела, обода, сопловой лопатки и сварного ее шва.

Этот расчет сведен в табл. 14. Моменты инерции тела (I_T) и обода ($I_{об}$) диафрагмы графы 20 и 21 табл. 14 рассчитываются графоаналитическим методом (фиг. 72, *а*) (пример расчета в книге не приведен) для профиля сложной конфигурации.

Пример расчета стальной диафрагмы с узким профилем сопловых лопаток

Конструктивное отличие данной диафрагмы от конструкции сварной диафрагмы с широким профилем направляющих лопаток вносит свои особенности в расчет диафрагмы.

а) Моменты инерции и сопротивления сечений стойки ($I_{ст}$, $W_{ст}$), тела и обода диафрагмы (I_T, $I_{об}$) и сварного шва лопатки ($W_ш$) показаны в графах 13, 14, 20, 21 и 25 табл. 15; момент сопротивления сечения лопатки (W_{min}) и площадь среза шва ($F_{ср}$) в графах 5, 6 табл. 16 подсчитываются графоаналитическим методом, изложенным ранее (фиг. 73) (пример расчета в книге не приводится). Основную силовую нагрузку в данной конструкции диафрагм несут стойки. В расчете диафрагмы, записанном в табл. 15, разгружающее влияние сопловых узких лопаток не учитывается.

б) Расчет на прочность диафрагмы сведен в табл. 15 (фиг. 73, *а*, *б*).

в) Расчет напряжений в сопловой лопатке, представленной на фиг. 73, *в* и 69, сведен в табл. 16. Расчет сопловых лопаток заключается в расчете их на изгиб и на срез сварного шва. Этот расчет в отличие от сварных диафрагм с широкими профилями производится потому, что сопловые лопатки в данном случае имеют узкий профиль, а перепад давления по обе стороны диафрагмы значительный.

Таблица 15

Расчет на прочность сварной диафрагмы с узким профилем сопловых лопаток

№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина
1	Режим			
2	Средний диаметр опорной поверхности	$D_{оп}$	*см*	110,6
3	Средний диаметр ступени	D_c	*см*	101,75
4	Диаметр уплотнения	d_y	*см*	51,0
5	Отношение	$\frac{d_y}{D_{оп}}$	—	0,461
6	Расстояние от середины опорной поверхности до точки *A*	a	*см*	6,85
7	Отношение	$\frac{a}{D_{оп}}$	—	0,062
8	Полная высота стойки *	$l_{ст}$	*см*	4,1
9	Перепад давлений	Δp	*Мн/м²*	0,975
10	Температура пара перед диафрагмой	t	°C	506
11	Модуль упругости 1-го рода материала лопатки при температуре t °C	$E_{ст}$	*Мн/м²*	$0{,}177 \cdot 10^6$

* Принимаем среднюю высоту стойки.

Продолжение табл. 15

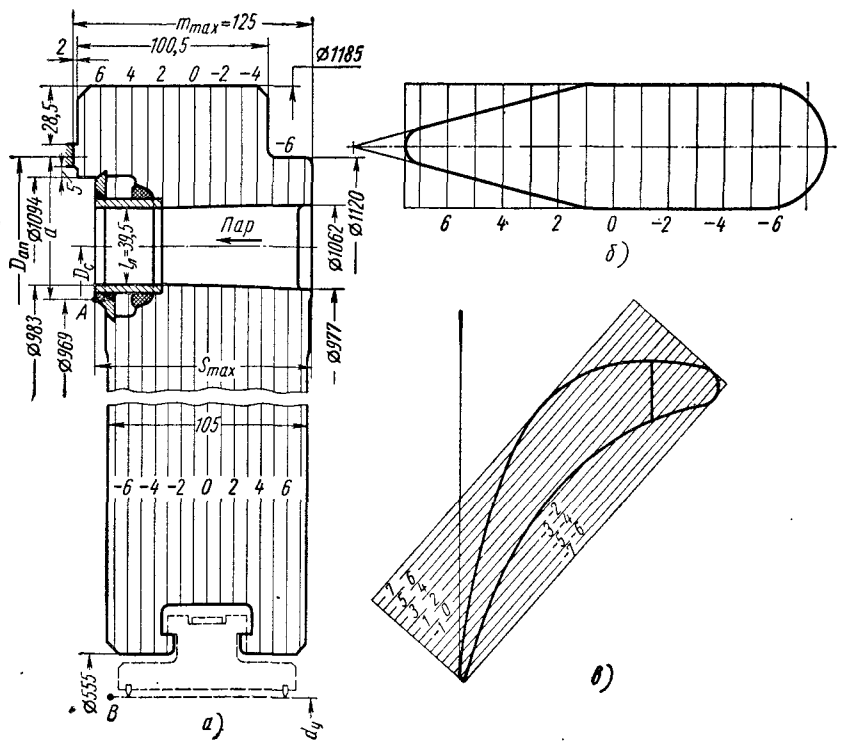
№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина
12	Ширина стойки	B	*см*	70
13	Момент инерции сечения стойки *	$I_{ст}$	*см⁴*	35,72
14	Момент сопротивления сечения стойки	$W_{ст}$	*см³*	9,13
15	Число стоек в диафрагме	z	шт.	32
16	Напряжения в стойке	$\sigma_{ст} = \frac{1{,}2\Delta p D_c (D_c - d_y) l_{ст}}{W_{ст} z}$ *Мн/м²*		84,5
17	Прогиб стойки	$\Delta_{ст} = \frac{0{,}2\Delta p D_c (D_c - d_y) l_{ст}^3}{E_{ст} I_{ст} z}$ *см*		0,000342
18	Максимальная толщина тела диафрагмы	S_{max}	*см*	11,9
19	Максимальная толщина обода диафрагмы	m_{max}	*см*	13,0
20	Момент инерции тела диафрагмы	I_T	*см⁴*	2300
21	Момент инерции обода диафрагмы	$I_{об}$	*см⁴*	1009

* Момент инерции сечения стойки следует брать относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения, параллельно торцовой плоскости диафрагмы.

№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина	
22	Коэффициент напряжения (по кривой фиг. 71, *а*)	K_σ	—	11,25	
23	Напряжения в теле диафрагмы	$\sigma_T = \frac{K_\sigma \Delta p (0{,}1 D_{on})^3 S_{max}}{I_T + I_{об}}$	*Мн/м²*	53	
24	Напряжения в ободе диафрагмы	$\sigma_{об} = \frac{K_\sigma \Delta p (0{,}1 D_{on})^3 m_{max}}{I_T + I_{об}}$	*Мн/м²*	57,9	
25	Момент сопротивления сварного шва лопатки *	$W_ш$	*см³*	—	
26	Напряжения в сварном шве лопатки	$\sigma_ш = \frac{1{,}2 \Delta p D_c (D_c - d_y) l_{cm}}{W_{ш}^z}$	*Мн/м²*	—	
27	Модуль упругости 1-го рода материала тела и обода диафрагмы при температуре t° С	E_T	*Мн/м²*	$0{,}163 \cdot 10^6$	
28	Место определения прогиба		—	Точка *A*	Точка *B*
29	Коэффициент прогиба (по кривым фиг. 71, *б*)	K_Δ	—	40	140

№ по пор.	Определение величины	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина	
30	Прогиб тела диафрагмы	$\Delta_T = \frac{K_\Delta \Delta p (0{,}1 D_{on})^5}{E_T (I_T + I_{об})}$	*см*	0,0119	0,0417
31	Суммарный прогиб	$\Delta = \Delta_{cm} + \Delta_T$	*см*	0,0121	0,0419
32	Материал тела и обода	Технические условия	—		

Главная ось инерции *X—X*, вокруг которой происходит изгиб лопатки, проходит через центр тяжести профиля параллельно линии, соединяющей ее входную и выходную кромки.



Фиг. 73. Сечения диафрагмы с узким профилем сопловых лопаток и профиля стойки (в различных, удобных для расчета масштабах).

Таблица 16

Расчет напряжений в сопловой лопатке и сварном шве

№ по пор.	Наименование	Обозначение или формула	Размерность	Численная величина
1	Перепад давлений	Δp		0,975
2	Средний диаметр ступени	D_c	*см*	101,75
3	Длина лопатки	l	*см*	3,95
4	Число лопаток в диафрагме (двух половинах)	z	шт.	152
5	Момент сопротивления сечения лопатки относительно оси $X—X$	W_x	*см*³	0,1407
6	Площадь среза шва	F_{cp}	*см*²	0,454
7	Усилие, изгибающее лопатку	$P'_a = \frac{\Delta p \pi D_c l}{z}$	*н*	810
8	Напряжение изгиба в лопатке	$\sigma_{из} = \frac{P'_a l}{8W_x}$	*Мн/м*²	28,3
9	Напряжение среза в сварном шве	$\sigma_{ср} = \frac{P_a}{F_{cp}}$	*Мн/м*²	17,9

§ 17. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ СОПЛОВЫХ, НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ И ДИАФРАГМ

Сопловые направляющие аппараты и диафрагмы в зависимости от местоположения в турбине и начальных параметров пара работают при различных температурах. Материал для их деталей выбирается исходя из сохранения механических свойств при рабочих температурах, т. е. из жаропрочности металлов и технологии изготовления.

В современных конструкциях турбин в области температур выше 260—320° С преимущественно применяются сварные диафрагмы с широкими и узкими профилями сопловых лопаток. Одним из основных определяющих качеств для выбора металла в этом случае является хорошая свариваемость сталей (о свариваемости сталей см. § 12).

При выборе металлов для тел и ободьев диафрагм в ряде случаев учитывается конструктивное требование — уменьшение габаритов в осевом направлении, поэтому выбирается более жаропрочный материал, чем это требуется для данной области температур. Температурная область применения сталей для диафрагм, сопловых направляющих аппаратов приведена в табл. 17—19.

Таблица 17

Температурная область применения сталей для диафрагм, сопловых и направляющих аппаратов

Марка стали		Рекомендуемый предел верхний температуры применения в °С	Предельная температура применения в °С	Классификация фазовой структуры	Область применения	Примечание — химический состав и механические свойства смотри:
Индекс	Буквенное обозначение					
	Сталь 20	350	400—450	Перлитная	Тела и ободья	Табл. 7, 8
	20ХМ	480	500	Перлитная		Табл. 18, 19
	12ХМФ	540	550	Перлитная		
	15Х1М1Ф	565	580	Перлитная		
	1Х13*	480	500	Нержавеющие стали мартенситно-ферритные	Сопловые лопатки	Табл. 48, 49
	15Х11МФ	580	580			
ЭИ802	15Х12ВМФ	580	580		Поковки для тел, ободьев и сопловых лопаток	
ЭИ405	Х16Н13М2Б	600	550—650	Аустенитная		
ЭИ612	Х15Н35В3Т	650	650—700	»		

* Для заливаемых в чугун лопаток желательна сталь 1Х13 с содержанием углерода С ⩽ 0,1%.

В тех случаях, когда стали применяются и для других деталей турбин, то во избежание повторения в примечании табл. 17 даются ссылки на таблицы, в которых приведены их химический

Таблица 18

Химический состав сталей, применяемых для диафрагм, сопловых и направляющих аппаратов

Марка стали	Содержание элементов в %									
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	Cu	S	P
								не более		
20ХМ *	0,18—0,25	0,17—0,37	0,4—0,7	0,8—1,1	<0,3	0,4—0,6	—	—	0,035	0,035
12ХМФ	0,08—0,15	0,15—0,35	0,4—0,7	0,4—0,6	<0,3	0,25—0,35	0,15—0,30	0,25	0,04	0,04
15Х1М1Ф	0,10—0,16	0,15—0,35	0,4—0,7	1,1—1,4	<0,3	0,9—1,1	0,20—0,35	0,25	0,03	0,03

* Сталь 20ХМ — специальная модификация для поковок тел и ободьев с увеличенным содержанием молибдена.

Таблица 19

Механические свойства сталей, применяемых для диафрагм, сопловых направляющих аппаратов

Марка стали	При 20° С (минимальные)					Длительные прочностные	
	$\sigma_{0,2}$ в $Мн/м^2$	σ_B в $Мн/м^2$	δ_5 в %	ψ в %	a_k в $кдж/м^2$	Температура металла в °С	$\sigma_{д.п}$ в $Мн/м^2$	$\sigma_п$ в $Мн/м^2$
20ХМ	353	539	16	40	588	470	177	108
12ХМФ	275	461	20	50	490	500	118	69
15Х1М1Ф	343	569	16	45	392	565	69	49
						565	78	59
						580	69	39

состав и механические свойства, и в тексте соответствующих глав дается краткая их характеристика.

Поковки из сталей для диафрагм поставляются в грубо ободранном и термически обработанном виде с припусками образцов для механических испытаний металла. Сдаточными характеристиками являются химический состав и механические свойства при 20° С. На поверхности поковок не должно быть трещин, закатов, плен, песочин и других металлургических дефектов. Местные дефекты должны быть удалены вырубкой или зачисткой до здорового металла, причем глубина их не должна превосходить $^3/_4$ припуска на механическую обработку. Металл проверяется на серу и флокены. Все поковки плавки, в которой обнаружены флокены, бракуются (о флокенах см. § 37).

Углеродистые стали (наиболее широко применяемая марка — сталь 20) применяются до 350° С в виде поковок или проката для тел и ободьев сварных диафрагм по причинам невысоких прочностных характеристик при температурах выше 350° С, вызывающих увеличение осевых размеров диафрагм, и ограниченной прокаливаемости в больших сечениях. Хорошо освоенной сталью для поковок тел и ободьев диафрагм, сопловых направляющих аппаратов является сталь 20ХМ (поковки), которая нашла широкое применение для температур до 480° С.

Для тел и ободьев с температурой выше 480° С применяются поковки из хромомолибденованадиевых сталей. Наиболее широкое распространение для работы при температуре до 540° С получили стали марки 12ХМФ и для температуры 565° С — сталь 15Х1М1Ф, обладающие удовлетворительной свариваемостью, которая прежде всего зависит от содержания углерода и легирующих элементов.

Для температур порядка 580° С применение стали 15Х1М1Ф нежелательно, так как при этой температуре она подвержена довольно интенсивному окалинообразованию и ее прочностные характеристики становятся относительно низкими (см. табл. 19). При температуре 580° С для тел, ободьев и сопловых лопаток применяется нержавеющая жаропрочная мартенситно-ферритная сталь марки 15Х12ВМФ (ЭИ802) (см. табл. 48, 49). При температурах выше 580° С применяются для тел, ободьев и сопловых лопаток аустенитные стали, приведенные в табл. 7, 8 марок Х16Н13М2Б (ЭИ405) до температуры 600° С, и стали Х15Н35В3Т (ЭИ612) до 650° С. В области температур до 580° С для сопловых лопаток применяются нержавеющие мартенситно-ферритные стали 1Х13 до 480° С и 15Х11МФ до температуры 580° С (подробнее об этих сталях см. § 44). Следует заметить, что для сопловых лопаток заливаемых в чугун, необходимо применять сталь 1Х13 с пониженным содержанием углерода до 0,1% во избежание повышенной хрупкости кромок лопаток. Трудность выполнения сварного соединения сопловой решетки с телом и ободом вытекает из

сочетания тонких элементов бандажной ленты толщиной 4—6 *мм* и массивных сечений тела и обода.

Основными дефектами ручной сварки являются непровар у корня шва, прожоги бандажных лент и нарушение геометрической формы диафрагмы. К тому же следует учесть тяжелые условия труда сварщика, определяемые подогревом диафрагмы до температур 300—350° С, которая на рабочего оказывает значительное тепловое воздействие.

После сварки диафрагмы производят отпуск при температуре 680—690° С. Применением автоматической сварки в среде углекислого газа все перечисленные недостатки почти полностью исключаются. Кроме того, при автоматической сварке значительно повышается производительность труда и снижается трудоемкость сварочных работ.

В ступенях низкого давления до температур 260° С применяют серые чугуны с пластинчатым графитом.

Указанное температурное ограничение объясняется «ростом» чугуна при более высоких температурах. Основными требованиями для материала чугунных диафрагм с заливаемыми стальными лопатками являются хорошие литейные качества материала, достаточная прочность при действии внешних нагрузок от перепада давления пара по обе стороны диафрагмы. С учетом этих требований материалом чугунных диафрагм служит чугун СЧ 18-36, СЧ 21-40, СЧ 24-44, механические свойства которых приведены в табл. 10. Температура плавления обычных серых чугунов колеблется в пределах 1095—1315° С.

Необходимо отметить опасность науглероживания сопловых лопаток при их заливке в чугун.

Следствием науглероживания является хрупкость и выкрашивание кромок лопаток (особенно выходных кромок) вблизи места заливки. В практике наблюдаются случаи, когда вследствие науглероживания кромка залитой лопатки лопается от легкого удара молотком.

При тщательной подготовке концов лопаток и надлежащем выполнении заливки удается избежать опасной степени науглероживания и обеспечить хорошее соединение концов лопаток с телом и ободом диафрагмы. Отливки диафрагм подвергаются отпуску для снятия напряжений при 450—550° С.

Для расширения температурной области применения чугунных диафрагм до 320° С применяют модифицированные чугуны или высокопрочные чугуны с шаровидным графитом, обладающие большим сопротивлением «росту» по сравнению с обычными перлитными чугунами. Следует отметить, что высокопрочные чугуны, например, марки ВЧ 45-5, с механическими характеристиками $\sigma_B \geqslant 441$ *Мн/м²* (45 *кГ/мм²*); $\sigma_{0,2} \geqslant 313{,}8$ *Мн/м²* (32 *кГ/мм²*); $\delta_5 \geqslant 5\%$; $a_к \geqslant 196$ *кдж/м²* (2 *кГм/см²*) применяются для диафрагм относительно редко из-за технологических трудностей, связанных с заливкой лопаток.

Допускаемые напряжения. При выборе коэффициентов запаса прочности в случае использования приближенной методики расчета диафрагм, здесь изложенной, имеется в виду, что напряжения для крайних лопаток (или стоек в диафрагмах с узкими профилями лопаток), расположенных у разъема, получаются заниженными. Поэтому назначаются повышенные коэффициенты запаса прочности. Кроме того, следует помнить, что данная методика дает заниженную величину прогиба.

Допускаемые напряжения для лопаток (или стоек) выбираются минимальными из трех величин:

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_{д.\,п}}{K_{д.\,п}}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_п}{K_п},$$

где $K_s = 3$; $K_{д.\,п} = 2{,}3$; $K_п = 1{,}4$. Данная методика в течение длительного времени широко применялась и сейчас еще применяется при расчете диафрагм, поэтому коэффициенты запаса прочности базируются на статистическом материале диафрагм действующих турбин.

В случае использования других более точных методик [63] коэффициенты запаса прочности при расчете лопаток (стоек) по сравнению с вышеприведенными будут другими — меньшими. Допускаемые напряжения для тел и ободьев сварных диафрагм также выбираются минимальными их трех величин $\sigma_{0,2t^\circ}$, $\sigma_{д.\,п}$, $\sigma_п$ по тем же формулам, что и для лопаток (или стоек), но коэффициенты запаса прочности применяются $K_s = 1{,}65$; $K_{д.\,п} = 1{,}65$; $K_п = 1{,}25$.

Допускаемые напряжения в чугунных диафрагмах, выполненных из серого чугуна с пластинчатым графитом марок СЧ 18-36 и СЧ 21-40, в сопловых лопатках не должны превышать 49 *Мн/м²* (500 *кГ/см²*), а в теле и ободе 63,7 *Мн/м²* (650 *кГ/см²*). Приведенные величины напряжений выбраны с 6—8-кратным запасом прочности по отношению к пределу прочности при изгибе. Как правило, в чугунных диафрагмах расчетные напряжения получаются ниже допускаемых вследствие того, что на них действуют малые величины перепадов давлений, а конструктивные размеры их выбираются исходя из размеров ступиц сильно нагруженных дисков и обеспечения плавности проточной части при значительном увеличении высот лопаток по мере расширения пара.

ГЛАВА V

УПЛОТНЕНИЯ

§ 18. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ И РАЗНОВИДНОСТИ УПЛОТНЕНИЙ

В современных турбинах уплотнения по местонахождению делятся на концевые, диафрагменные, у корня рабочих лопаток и бандажные [1].

Концевые уплотнения устанавливаются в местах выхода вала ротора из корпуса турбины для уменьшения утечки пара при давлении в цилиндре выше атмосферного или предотвращении подсоса воздуха в турбину при вакууме в корпусе.

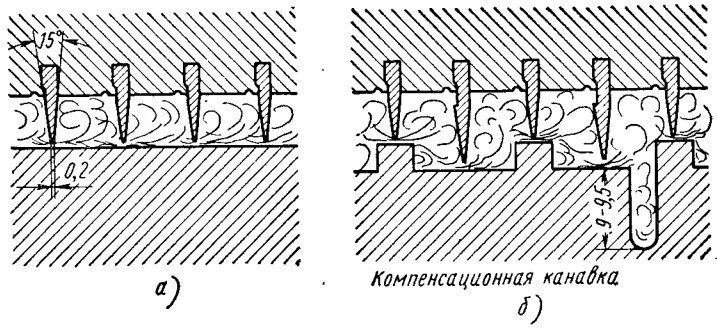
Диафрагменные уплотнения устанавливаются во внутренние расточки диафрагм, а бандажные — на бандажах рабочих лопаток или над ними. Эти уплотнения служат для уменьшения протечки пара помимо каналов лопаточного аппарата через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями.

По конструкции уплотнения делятся на лабиринтовые, угольные, лабиринтово-угольные и гидравлические.

В современном турбостроении нашли широкое распространение лабиринтовые уплотнения, которые состоят из ряда гребней с острыми кромками, расположенных один за другим. Между гребнями образуются вихревые камеры. При прохождении пара через узкую щель под гребнем уплотнения потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую, которая, в свою очередь, гасится в вихревой камере и преобразуется в тепло (фиг. 74). Этот процесс повторяется от гребня к гребню, в результате чего давление пара вдоль лабиринта падает; при этом также незначительно падает и его температура.

Величина протечки пара через уплотнения зависит от состояния пара перед и за ними и от конструкции уплотнений. Основными конструктивными факторами, уменьшающими расход пара через уплотнение, являются:

1) уменьшение зазора до минимума;
2) увеличение числа уплотнительных гребней;
3) уменьшение коэффициента расхода;
4) увеличение длины пути пара от одной узкой щели до другой;
5) увеличение сопротивления трения между поверхностью вихревой камеры и потоком пара, зависящее от степени шероховатости ее стенок;
6) увеличение трения между частицами пара с увеличением поворотов потока в вихревой камере.



Фиг. 74. Схема дросселирования пара в лабиринтовых уплотнениях:
а — прямоточное уплотнение; *б* — ступенчатое уплотнение.

Величины зазоров между вращающимися и неподвижными частями в уплотнениях определяются условиями надежности работы и принимаются минимально допустимыми.

По выбору величины радиальных зазоров до сих пор единого мнения нет. Ориентировочно величина радиального зазора может быть определена как $0{,}001\ d_{вала} + (0{,}1 \div 0{,}2)$ *мм*.

Вторым основным фактором, снижающим утечки пара, является количество щелей. Увеличение количества щелей влечет за собой рост расстояния между опорными подшипниками, рост диаметра вала в целях сохранения критического числа оборотов в допустимых пределах, что, в свою очередь, приводит к увеличению площади кольцевой щели. Увеличение расстояния между опорными подшипниками приводит к росту длины цилиндра L, а значит и к уменьшению его жесткости.

По уравнению (2) жесткость цилиндра обратно пропорциональна квадрату его длины (d/L^2). Следовательно, с возрастанием длины цилиндра при одинаковых зазорах в уплотнениях разность температур верхней и нижней части корпуса турбины при пуске может быть допущена меньшей, а при постоянной разности температур верха и низа радиальные зазоры в уплотнениях должны быть выполнены больше.

[1] В турбинах более ранних выпусков (примерно до 1955 г.) бандажные и у корня рабочих лопаток уплотнения, как правило, в ступенях давления отсутствовали, и только в некоторых турбинах они применялись лишь в регулирующих ступенях.

Из рассмотренного следует, что с некоторой более или менее значительной протечкой пара практически приходится мириться. Расчетные формулы протечки пара через лабиринтовые уплотнения выведены в предположении течения пара через отверстия с острыми кромками, а другие в предположении, что течение пара через щели происходит так же, как и в соплах.

Ввиду существенной разницы течения пара в соплах и отверстиях с острыми кромками указанные выше расчетные формулы являются сугубо ориентировочными.

Коэффициент расхода сопла с хорошо закругленными кромками входа равен 0,98—1,0, при этом критическое отношение давления перегретого пара составит 0,546, а для отверстий с острой кромкой этот коэффициент расхода будет равен 0,63—0,68 и критическое отношение давлений равно 0,13 (коэффициент расхода — отношение действительного расхода к теоретическому).

В процессе эксплуатации при задевании вращающихся деталей уплотнения о неподвижные вследствие сильного нагрева кромки гребней оплавляются и раскатываются, образуя при этом уплотнения различной формы.

В результате такого затупления гребней условия протекания пара через щели уплотнения являются промежуточными между истечением пара через щели с острыми кромками и через сопло с закругленными кромками.

Ввиду недостаточного совершенства полученной таким образом соплообразной формы щели уплотнения имеют коэффициент расхода пара в пределах 0,7—0,9.

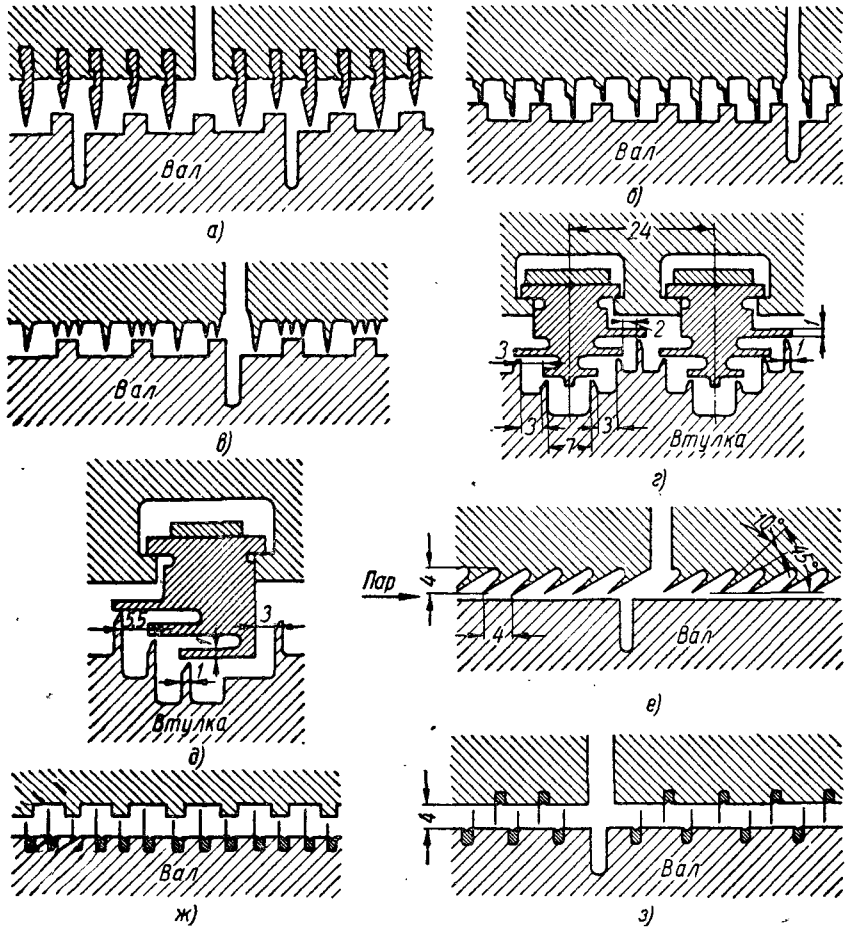
Идеальные лабиринты уплотнений предполагают полную потерю кинетической энергии пара в вихревых камерах. В действительности только часть кинетической энергии пара в камерах лабиринтового уплотнения превращается в тепло, поэтому, естественно, «динамический напор» увеличивает пропускную способность уплотнения.

Задача состоит в создании такого лабиринтового уплотнения, у которого меньшая пропускная способность определяется гашением скорости в вихревых камерах. Этим объясняется большое разнообразие конструкций лабиринтовых уплотнений (фиг. 75), которые можно разбить на прямоточные и различного вида ступенчатые формы с прямыми и наклонными уплотнительными гребнями. В уплотнениях со ступенчатым валом шаг уплотнительных гребней выбирается исходя из относительных осевых тепловых расширений деталей ротора и статора.

С повышением начальных параметров пара и, главным образом, начального давления, сильно возрастает суммарная длина концевых уплотнений цилиндров сверхвысокого и высокого давления.

Например: длина проточной части ц. в. д. турбины К-300-240 равна 1907 *мм*, в то же время длина концевых уплотнений ее составляет величину 1417 + 706 = 2123 *мм*.

Для наглядности на фиг. 76 приведена фотография ротора ц. с. в. д. турбины *Р* — 100 — 300/31 (СКР-100) ХТГЗ с начальными параметрами пара $p_{0абс}$ = 294,2 *бар* (p_0 = 300 *ата*), t_0 =



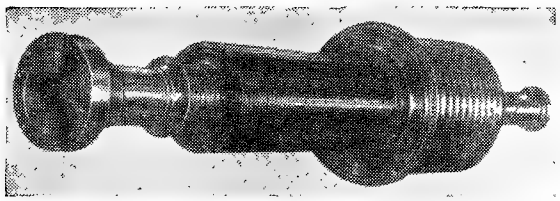
Фиг. 75. Некоторые разновидности лабиринтовых уплотнений осевого типа: *а, б, в* и *е* — расположение уплотнительных гребней на статоре; *ж* — то же на роторе; *г, д* и *з* — то же расположение и на статоре, и на роторе.

= 650° С (охлаждаемый вариант с реактивной проточной частью), где ясно видно соотношение между осевыми размерами проточной части и концевым уплотнением со стороны подвода пара в турбину.

В зависимости от преобладающего направления движения пара существующие лабиринтовые уплотнения можно разбить на два

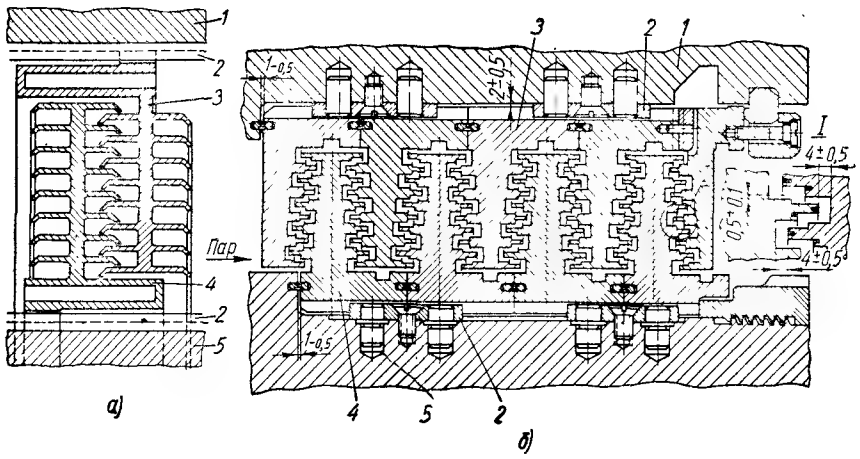
основных класса: осевые (фиг. 75) и радиальные (фиг. 77) уплотнения.

Первый класс уплотнений применяется в турбинах осевого типа, а второй — в реактивных турбинах радиального типа за



Фиг. 76. Ротор ц. с. в. д. турбины Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 294{,}2$ *бар* ($p_0 = 300$ *ата*), $t_0 = 650°$ С (охлаждаемый вариант с реактивной проточной частью).

рубежом и в ц. с. в. д. турбин повышенных начальных параметров пара как иностранных фирм, так и отечественного производства [например, турбина *Р* — 100 — 300/31 (СКР-100) ХТГЗ, аустенитный вариант] (фиг. 77, *б*).

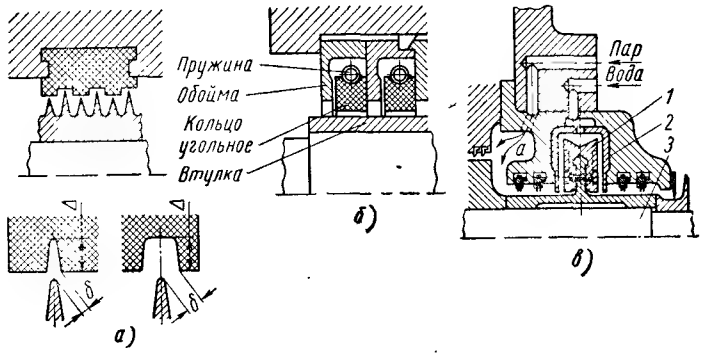


Фиг. 77. Лабиринтовые уплотнения радиального типа:

1 — цилиндр турбины; *2* — шпонки; *3* и *4* — гребенчатые кольца; *5* — вал турбины.

Уплотнения осевого типа (фиг. 75), выполняемые с горизонтальным разъемом, получили широкое распространение в отечественном и зарубежном турбостроении из-за простоты монтажа демонтажа, а также возможности непосредственного замера радиальных и осевых зазоров между деталями ротора и статора.

В уплотнениях радиального типа горизонтальный разъем отсутствует, поэтому получить непосредственные замеры радиальных и осевых зазоров простыми методами, используемыми при монтаже, невозможно. Кроме того, в таких уплотнениях усложняется сборка и разборка всей турбины. Зазоры в них получают путем расчета — замеряют размеры вращающихся и неподвижных деталей, а затем вычитанием получают величину зазора. Положительной стороной уплотнений радиального типа является то, что гребни располагаются один над другим по радиусу, поэтому их длина значительно меньше осевых уплотнений при равно-



Фиг. 78. Лабиринтово-угольное, угольное и гидравлическое уплотнения.

ценной уплотняющей способности. Например, при одинаковом количестве уплотнительных гребней, определяющих в основном величину протечки пара, длина уплотнения радиального типа (фиг. 77, *б*) (с учетом гаек и выступов, вызванных спецификой конструкции) меньше на 58—60% длины осевого уплотнения (фиг. 75, *а*); с шагом между гребнями 5,75 *мм*.

Уплотнительные гребни лабиринтово-угольных уплотнений (фиг. 78, *а*) изготовляются на валу или втулке, насаженной на вал с натягом. Угольные полукольца такого уплотнения жестко вставляются в деталь статора турбины с малой величиной радиального зазора. Гребни такого уплотнения, задевая угольные полукольца, прорезают в них кольцевые канавки. При задеваниях в уплотнении гребни прорезают кольцевые канавки в угольных полукольцах. При этом нагревания вала не происходит, так как выделившееся тепло трения гребня о мягкий уголь будет незначительно, к тому же тонкие гребни уплотнения плохо проводят тепло к валу. В лабиринтово-угольном уплотнении пропускная способность пара меньше, чем в лабиринтовом уплотнении, так как радиальные и осевые зазоры, определяющие дросселирование пара в уплотнении, при изготовлении не делаются, а прорезаются

вращающимися гребнями при задевании их о неподвижные детали. Величина осевого зазора δ, образованного во время задевания, определяется относительным тепловым расширением ротора и статора турбины или сдвигом ротора при задеваниях в уплотнении.

Рассмотренное уплотнение может применяться только в области перегретого пара. Материал для угольных полуколец (сегментов) должен не выкрашиваться, выдерживать значительные давления пара и прорезаться уплотнительными гребнями без значительного их нагрева.

Несмотря на кажущиеся положительные стороны, лабиринтово-угольные уплотнения не нашли широкого применения в паровых турбинах вследствие того, что уголь уплотнения под действием влажного пара или воды размывается. Влажный пар или вода будет в турбине (в ступенях перегретого пара) при пуске, когда пар, соприкасаясь с холодными деталями, конденсируется, и при промывке проточной части влажным паром для удаления занесенных солей.

Угольные уплотнения, показанные на фиг. 78, *б*, по принципу работы являются средним между лабиринтом и сальником. Здесь каждое угольное кольцо разрезано на сегменты, которые стянуты пружиной. Свободная подвеска угольных колец в уплотнении позволяет перемещаться им вместе с валом и создает возможность работы почти с нулевым зазором при любом относительном положении ротора и статора. Величина зазоров должна учитывать тепловое радиальное расширение материала вала, так как можно считать, что угольные кольца при нагреве не расширяются.

В дополнение к отмеченным недостаткам угля в уплотнении конструкции фиг. 78, *а* относится малый перепад давлений, допускаемый на угольное кольцо, и небольшой износ вала при работе.

В турбинах более раннего выпуска для концевых уплотнений применялись сочетание лабиринтовых уплотнений с гидравлическими (водяными) уплотнениями. Водяное уплотнение (фиг. 78, *в*) допускает малый перепад давления и состоит из вала *3* с насаженным на него лопастным колесом *1*, которое вращается в коробке цилиндра *2*. В эту коробку через радиальные отверстия подводится вода, которая центробежными силами отбрасывается к периферии, вследствие чего образуется водяное кольцо, предотвращающее засасывание воздуха в корпус турбины при вакууме или утечку пара при избыточном давлении. Разность давлений по обе стороны лопастного колеса уравновешивается разностью уровней вращающейся воды.

Совершенно чистая вода (конденсат) для питания водяного уплотнения подается в специальный бак, расположенный выше оси турбины на 6—10 *м*. Уровень воды в баке поддерживается регулятором поплавкового типа.

При вращении ротора за счет трения, происходящего в водяном уплотнении, температура воды повышается и достигает температуры кипения, соответствующей давлению, при котором работает уплотнение. Если водяное уплотнение установлено со стороны избыточного давления пара в корпусе турбины, то оно дополнительно выполняет роль теплового экрана, охлаждая конец вала, т. е. исключает передачу тепла по валу в сторону подшипника, тем самым улучшаются условия работы опорного подшипника.

Во время пуска при увеличении числа оборотов ротора водяное уплотнение не работает, поэтому к уплотнению подводится пар. При достижении числа оборотов примерно половинного значения от рабочего (порядка 1500 *об/мин*) к водяному уплотнению подводится вода, а подача пара прекращается.

Водяные уплотнения нормально могут работать только при соблюдении осевых зазоров между лопастным колесом и коробкой в пределах 2—2,5 *мм* и сохранении радиальных зазоров в лабиринтовых уплотнениях, расположенных с обеих сторон лопастного колеса. Обычными причинами нарушения уплотняющего действия водяного затвора являются эрозия диска и гребней уплотнений; нарушение плотности коробки по разъему или вследствие появления трещин; недостаточная подача воды из бачка вследствие расстройства работы поплавкового регулятора или заноса солями отверстий для подачи воды; неравномерность осевых зазоров по обе стороны диска уплотнения и т. д.

В современных турбинах с повышенными начальными параметрами пара и мощностей в отечественном и зарубежном турбостроении гидравлические уплотнения не применяются вследствие недостаточной надежности в эксплуатации и больших изменений осевых зазоров в концевых уплотнениях, имеющих место резких колебаний тепловых расширений при переменных режимах работы турбины.

§ 19. АКСИАЛЬНЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ ЗАЗОРЫ В УПЛОТНЕНИЯХ

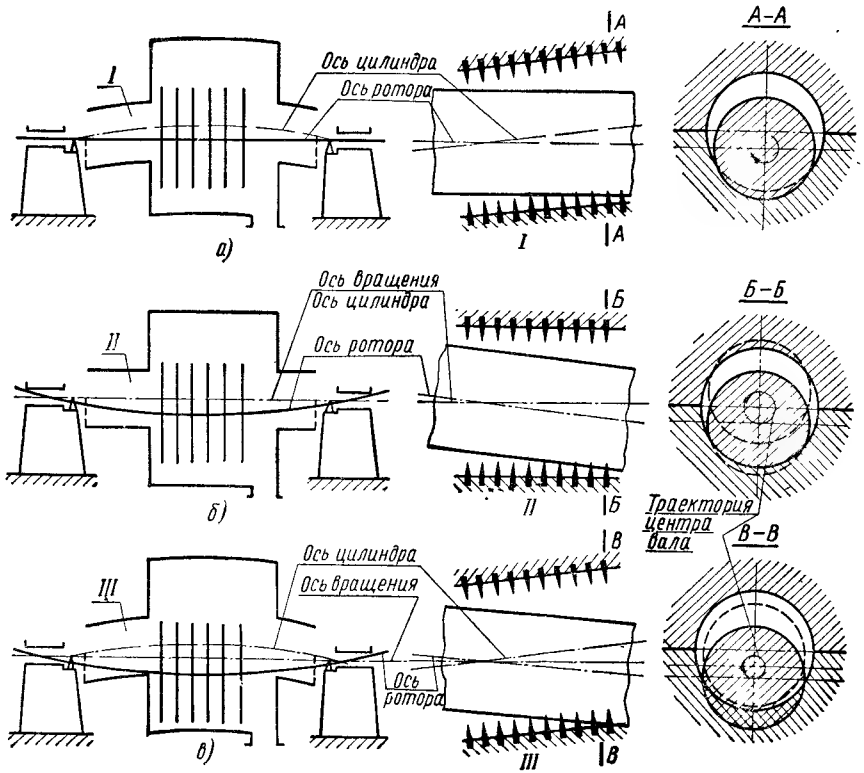
Надежность и экономичность работы паровых турбин в значительной мере зависят от правильного выбора величин аксиальных и радиальных зазоров между вращающимися и неподвижными деталями.

Чрезмерно большие зазоры снижают к. п. д. турбины, а недопустимо малые увеличивают опасность задеваний.

Радиальные зазоры выбираются в пределах $0{,}001 d_{вала} + (0{,}1 \div 0{,}2)$ *мм*. В практике пусков и эксплуатации паровых турбин зарегистрирован ряд неполадок и аварий вследствие радиальных задеваний уплотнений, которые участились с вводом в эксплуатацию турбин повышенных параметров пара. В связи с этим имеются случаи износа гребней концевых, диафрагменных

и бандажных уплотнений, глубокие надрезы бандажей рабочих лопаток и вала.

По этой причине встречаются и более тяжелые аварийные повреждения: остаточный прогиб вала, отрыв бандажных лент, ослабление посадки втулок концевых уплотнений и др.



Фиг. 79. Виды задеваний в лабиринтовых уплотнениях с уплотнительными гребнями, закрепленными в статоре турбины:

а — при прямом вале и изгибе цилиндра; *б* — при прямой оси цилиндра и изгибе вала; *в* — при изгибе цилиндра и вала.

В большинстве случаев перечисленные аварии происходят при пуске турбины вследствие неравномерного режима прогрева ее деталей и при ее останове.

В работе [52] дается систематизация причин изменения радиальных зазоров в уплотнениях, которые сведены в табл. 20.

Подробное рассмотрение этих причин и способы их устранения даны в соответствующих разделах книги в процессе рассмотрения конструкции отдельных деталей и узлов турбин.

Виды задеваний в уплотнениях за счет изменения радиальных зазоров подразделяются на три группы.

1. При прямом вале* и изгибе цилиндра (на фиг. 79, *а* для примера показан изгиб цилиндра в вертикальной плоскости) какое-либо место ротора (вал, втулка, лопаточный бандаж и т. д.) по всей окружности вращения задевает (трется) за одно место в уплотнении. В результате такого задевания появляется износ-

Таблица 20

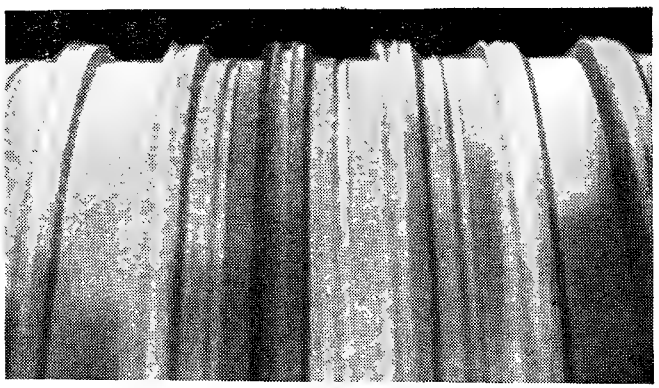
Причины изменения радиальных зазоров в уплотнениях

Деформация и вибрация вала турбины		Температурный прогиб вала
		Динамический прогиб вала
		Вибрация ротора
Расцентровка уплотнений	Силовая	Упругая деформация корпуса при сборке
		Всплывание вала на масляной пленке при пуске турбины
		Реактивный момент, скручивающий корпус в работе
	Температурная	Разность тепловых расширений опор ротора и корпуса турбины
		Искривление оси корпуса турбины по причинам: а) разности температур в поперечном сечении корпуса; б) воздействия присоединительных паропроводов при тепловых расширениях
Разность тепловых расширений вала и уплотнений		Разность температур прогрева вала и его уплотнительных втулок
		Различие коэффициентов линейного расширения материалов вала и уплотнительных втулок
Искажение круглой формы расточек уплотнений		Изменение величины зазора в стыке между половинами диафрагм или обойм
		Неодновременность прогрева диафрагм или обойм по радиусу
		Отсутствие полной свободы тепловых расширений, уплотнительных колец

* В данном случае под условным названием «прямой вал» понимается вал, изогнутый под действием массы ротора (см. главу IX).

уплотнительных гребней на дуге окружности, если они закреплены в статоре; гребней по всей окружности, если они закреплены в роторе, и прорезание кольцевых канавок на части окружности деталей статора.

2. Одностороннее задевание деталей ротора (вала, втулок, лопаточных бандажей и т. д.) при изгибе вала и прямой неизогнутой оси цилиндра, показанной на фиг. 79, *б*. Наиболее опасным случаем задевания является одностороннее задевание вала (без втулок) в концевых и диафрагменных уплотнениях, а также в конструкциях с гребнями, закрепленными в статоре.



Фиг. 80. Прорезание кольцевых каиавок на валу уплотнительными гребнями при одностороннем его задевании в уплотнении.

При таком характере задеваний вала в уплотнении выпуклая часть вала непрерывно трется в уплотнении, при этом любая точка уплотнительных гребней, закрепленных в статоре турбины, касается периодически — через один оборот вала. Тонкие гребни охлаждаются паром, проходящим сквозь зазоры в уплотнении, поэтому их жесткость, определяемая данной рабочей температурой пара, можно считать, остается постоянной.

В результате нагрева от трения поверхностные слои выпуклой части вала стремятся удлиниться в осевом направлении, что вызывает дополнительный местный изгиб вала и приводит к развитию аварии. По мере увеличения прогиба вала гребни уплотнения прорезают в размягченном от нагрева металле вала более или менее глубокие канавки (фиг. 80). Протяженность прорезанных канавок соответствует длине дуги окружности вала, подвергающейся трению. Прорезание кольцевых канавок представляет собой процесс резания размягченного металла вала более твердым металлом гребней. В результате указанный процесс резания сопровождается пластической деформацией, которая приводит

к выдавливанию металла вала на боковые стороны канавок и образованию на них заусенцев. По мере развития аварии все большее количество уплотнительных гребней вступает в трение с выпуклой частью вала, что, в свою очередь, вызывает дополнительное трение в других уплотнениях — диафрагменных и бандажных. В результате вибрация ротора достигает недопустимых пределов, и турбина останавливается. При охлаждении вал выгибается в направлении, обратном действиям упругих напряжений, возникших при трении, т. е. происходит сжатие разогретых волокон вала. Остаточный прогиб иногда достигает таких пределов, что без правки, проточки вала и смены уплотнений, лопаточных бандажей дальнейшая эксплуатация турбины становится невозможной.

3. Третьим видом изменения радиальных зазоров является сочетание первых двух видов, т. е. задевание в уплотнениях при изгибе корпуса статора и ротора (фиг. 79, *в*). Такое сочетание двух видов изменения зазоров весьма опасно, так как оно приводит к быстрому изменению радиальных зазоров. Характер аварии будет зависеть от многих факторов. В худшем из них приводит к одностороннему задеванию вала вследствие изгиба его при нагревании одной стороны вала.

Основными факторами, влияющими на характер развития аварии, являются: соотношение первоначальных прогибов (по различным причинам) вала и цилиндра, т. е. соотношение дуг задеваний деталей цилиндра и вала; соотношение твердостей уплотнительных гребней и вала; величина и скорость нагрева одной стороны вала; количество очагов нагрева вала при задевании (количество гребней, участвующих в задевании); конструкция уплотнений; скорость износа гребней; величина парового усилия, действующего на сегмент; окружная скорость и т. д. Исходя из этих положений, концевые, диафрагменные и бандажные уплотнения следует рассматривать в зависимости от места расположения тонких уплотнительных гребней на деталях ротора (фиг. 75, *ж*); то же на деталях статора (фиг. 75, *а*, *б*, *в*, *е*); деталях статора и ротора (фиг. 75, *г*, *д*, *з*). При расположении уплотнительных гребней на деталях ротора, изображенных на фиг. 75, *ж*, в случае одностороннего задевания ротора о статор остаточный прогиб вала в концевых уплотнениях, как правило, не происходит вследствие того, что теплопередача через тонкие уплотнительные гребни толщиной 0,2—0,3 *мм* к валу затруднена, к тому же они еще охлаждаются паром, проходящим через зазор в уплотнении.

В настоящее время подобное уплотнение применяется в конструкциях турбин КТЗ и в турбинах (К-300-240) ЛМЗ с повышенными параметрами пара мощностью 300 тыс. *квт* и выше, а также в турбинах некоторых иностранных фирм. Применение рассмотренных выше уплотнений в турбинах с повышенными параметрами пара

долго задерживалось и еще в настоящее время вызывает сомнения вследствие того, что тонкие гребни имеют недостаточную жесткость и прочность, и поэтому на гребень допускают малый перепад давления, что приводит к увеличению количества гребней и соответственно осевой длины уплотнений. Ремонт таких уплотнений по замене уплотнительных гребней в условиях станции длителен и сложен. При замене уплотнительных гребней требуется удалить поврежденные гребни, прочистить, а иногда и проточить канавки на валу под зачеканку и вновь зачеканить гребни, что при большом количестве гребней и большой массе ротора чрезвычайно сложно.

В турбинах КТЗ малых мощностей с низкими параметрами пара это не вызывает затруднений.

Диафрагменные уплотнения с расположением гребней на валу как правило, не применяются вследствие сложности их изготовления и ремонта. Конструкции лабиринтовых уплотнений с гребнями, выполненными заодно с сегментами или зачеканенными в них, нашли широкое применение в современном турбостроении потому, что прост их ремонт, по замене уплотнительных сегментов или гребней, и возможен даже в эксплуатационных условиях. Упрощение ремонта в эксплуатационных условиях на электростанции является весьма существенным фактором, так как детали уплотнений являются наиболее часто заменяемыми при ревизиях турбин. Уплотнительные сегменты, в свою очередь, крепятся в деталях статора турбины: в цилиндре, обоймах, диафрагмах (см. фиг. 75, *а*, *б*, *в*).

В этих конструкциях для уменьшения трения при задевании вращающихся частей о неподвижные большинство отечественных заводов и зарубежных фирм применяют пластинчатые пружины, а в турбинах КТЗ и некоторых зарубежных применяются витые пружины растяжения, показанные на фиг. 81.

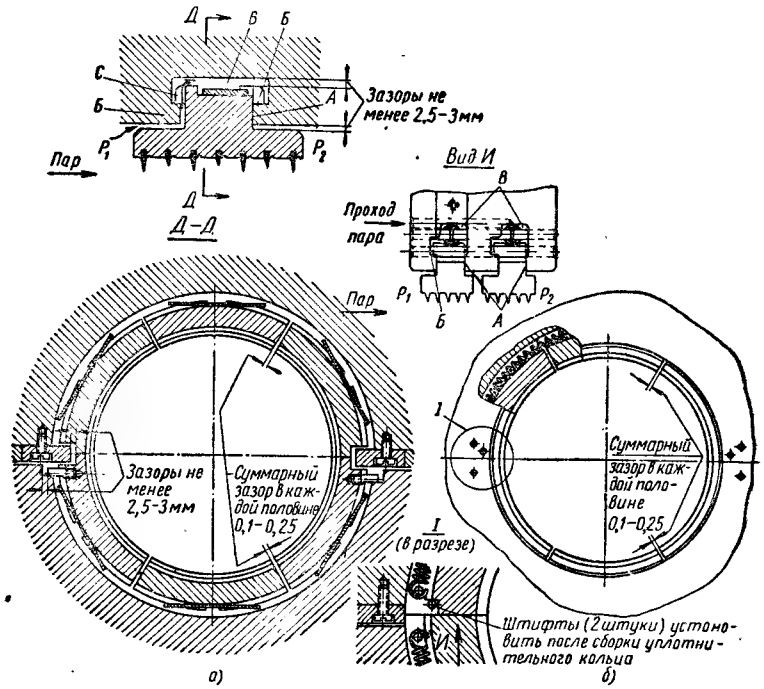
Пластинчатые или витые пружины прижимают сегменты к опорным поверхностям в радиальном направлении в сторону вала, тем самым сохраняются радиальные зазоры. Чтобы предотвратить провисание сегментов от собственной массы в нижней половине статора-диафрагмы или обоймы, усилие пружин должно быть достаточным.

Чрезвычайно тяжелы условия работы пружин при высоких температурах. Усилие, создаваемое пружиной при сборке, должно быть в 6—8 раз больше массы прижимаемого сегмента, поэтому они работают с большими напряжениями. Вследствие релаксации металла пружин напряжения их уменьшаются, и к концу срока службы (обычно 10—15 тыс. *ч*) усилие, создаваемое пружиной, должно быть в 2—3 раза больше массы прижимаемого сегмента.

Пластинчатые пружины для фиксирования их положения относительно сегмента обычно делают с боковым выступом. Иногда вместо выступа делается отверстие, в которое входит штифт,

однако это отверстие может явиться концентратором напряжений, что приводит к поломке пружины.

Посадка сегментов в расточку обоймы (или диафрагмы) выполняется обычно широкоходовой $A_3/Ш_3$, так чтобы сегменты могли свободно перемещаться в радиальном направлении от вала. Разностью давлений пара с обеих сторон сегмент отжимается по ходу пара в осевом направлении. Поверхность прилегания *А* является одновременно и опорной, и уплотняющей. Пар по



Фиг. 81. Конструкция подвижных уплотнений:

а — с пластинчатыми пружинами; *б* — со спиральными пружинами.

радиальному зазору между хвостовой частью сегмента и поверхностью паза в обойме (или диафрагме), как показано стрелкой на фиг. 81, поступает в камеру *В*, для чего в хвостовой части сегмента сделаны пазы *С*. К посадочным поверхностям *Б* в сторону вала сегмент прижимается давлением пара.

При пуске турбины (раскрутке), малых нагрузках и останове (выбеге ротора) прижимное давление пара еще мало, поэтому при задевании в уплотнении сегмент отжимается от вала, преодолевая усилие пружин и пара. В этом случае износ гребней и выделение тепла от трения вращающихся деталей о неподвижные не может быть значительным.

При установившемся режиме работы турбин давление пара в камере *В* и действующие на сегмент суммарные усилия, направленные к валу и по оси, составляют значительные величины, вследствие чего подвижность сегмента почти полностью исключается.

Снижения радиального усилия, создаваемого давлением пара, которое отжимает сегмент к валу, можно достигнуть при конструировании уплотнений путем сдвига хвостовой части сегмента навстречу ходу пара и уменьшением толщины хвоста. Кроме того, стремятся подобрать мягкий материал с относительно низкой температурой плавления для уплотнительных гребней, который бы в случае задевания быстро истирался без значительного нагрева вала и прорезания кольцевых канавок.

Осевые зазоры. Вначале при проектировании паровых турбин осевые зазоры между вращающимися и неподвижными деталями в концевых и диафрагменных уплотнениях, а также в проточной части выбирались пропорционально расстоянию от упорного подшипника из предположения, что ротор имеет большее тепловое расширение, чем статор.

Цилиндр высокого давления турбины, работающий на высоких параметрах пара, имеет массивный корпус и по сравнению с ним небольшой ротор; поверхность корпуса, омываемая паром, будет меньше, чем у ротора. В результате указанного соотношения ротор при пусках прогревается быстрее, чем корпус, вследствие чего его тепловое расширение опережает расширение корпуса.

Поэтому в проточной части первых ступеней, в бандажных и корневых уплотнениях рабочих лопаток осевые зазоры *а* и *в* (фиг. 82) выполнялись 1,0—1,5 *мм*, и по мере удаления от упорного подшипника они увеличиваются. По этой причине осевые зазоры *б* между рабочими лопатками и диафрагмами обычно выбираются большей величины.

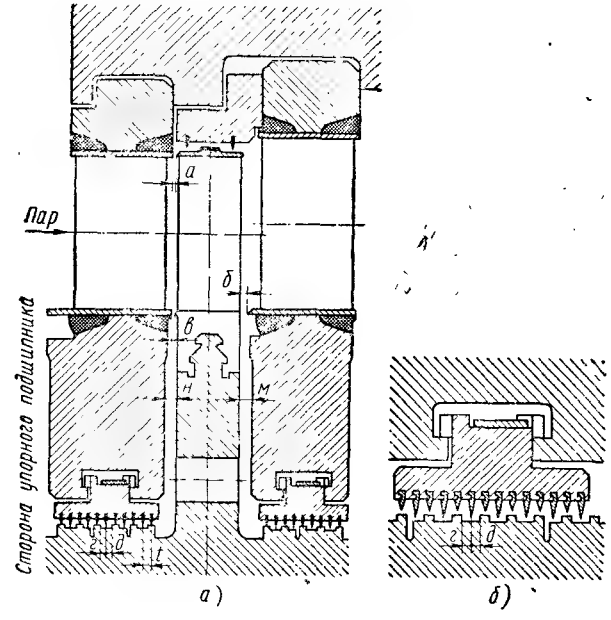
Осевые зазоры в концевых (фиг. 82, *б*) и диафрагменных (фиг. 82, *а*) уплотнениях, расположенных вблизи упорного подшипника, имеют меньшие величины, а значит и меньшие шаги *t* уплотнительных гребней, чем в концевых и диафрагменных уплотнениях, расположенных на значительном расстоянии от него. Для сокращения шага гребней в концевых (фиг. 82, *б*) и диафрагменных (фиг. 82, *а*) уплотнениях величина зазора *г* выбиралась больше, чем зазора *д*, на 1—2,5 *мм* в предположении, что при тепловом расширении зазор *г* должен уменьшаться, а зазор *д* увеличиваться.

Данные предположения, как показала практика изготовления и эксплуатации турбин, являются приемлемыми лишь для грубой оценки.

Величина осевого зазора *н* между диафрагмой и диском по диаметру внутренней расточки — в месте наибольшего прогиба диафрагмы должна быть больше тройной величины прогиба диафрагмы.

Величина зазора *м* для предотвращения задеваний вращающихся деталей о неподвижные при относительном тепловом расширении ротора и статора выбирается обычно больше зазора *н* на 2 *мм* и более. Рекомендуется зазоры *н* и *м* принимать с большим запасом и увеличивать их по мере удаления ступеней турбины от упорного подшипника.

При проектировании турбин с повышенными параметрами пара количество гребней концевых лабиринтовых уплотнений значи-



Фиг. 82. Осевые зазоры:

а — в проточной части ступени, в диафрагменных и *б* — концевых уплотнениях.

тельно увеличивается; растет и осевая длина уплотнений, поэтому для установления минимальных осевых зазоров, исключающих задевание вращающихся частей о неподвижные, необходимо провести эксплуатационные исследования пусков, различных режимов работы и останова турбин.

В проточной части турбин осевые зазоры, влияющие на экономичность и надежность, должны устанавливаться исходя из режимов работы турбины, при которых эти минимальные зазоры допустимы. Эти зазоры получают на основе экспериментальных исследований температурных полей и расчетов, произведенных по полученным температурам.

Для турбин ЛМЗ серии высокого давления $p_{0абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 480 \div 500°$ С с одностенными цилиндрами

получены такие режимы, при которых осевые зазоры будут минимальными и примерно равными (40). Такими режимами являются:
1. Постоянный тепловой режим при полной нагрузке турбины.
2. Режим остановки турбины со снятием полной нагрузки за время 10—40 *мин*.

Наиболее удобным для исследований осевых зазоров между вращающимися и неподвижными деталями является постоянный тепловой режим при полной нагрузке как более стабильный.

Изменение осевых зазоров в проточной части и уплотнениях зависит от видов пусков турбин (блочный и неблочный пуски, из холодного и горячего состояния), от скорости набора нагрузки, от режима останова, от распределения температур пара по проточной части и от скорости их изменения при переменных режимах и, наконец, от конструкции турбины.

При постоянных тепловых режимах во время эксплуатации изменение осевых зазоров по сравнению с установленными при монтаже в основном зависит от конструкции турбины.

Основными конструктивными особенностями, влияющими на изменение осевых зазоров при различных режимах работы, являются соотношение эквивалентных толщин цилиндра и ротора, найденных по уравнению (3), $\alpha_ц = \frac{\delta_ц}{\delta_р} \alpha_р$; эффективность обогрева фланцев горизонтального разъема; расположение промежуточных обойм по ходу пара или против него и другие (см. § 9).

На изменение осевых зазоров в цилиндре высокого давления оказывает влияние конструкция двухстенного или одностенного корпуса.

На изменение указанных выше величин в цилиндрах среднего и низкого давления также оказывает влияние конструкция соединительных муфт роторов. Для соединения роторов в турбинах высоких параметров пара применяют жесткие и полужесткие муфты, исключающие осевое относительное смещение роторов, в отличие от ранее изготавливаемых турбин, где широко применялись соединительные муфты (зубчатые, кулачковые, гибкие), допускающие относительное осевое смещение валов.

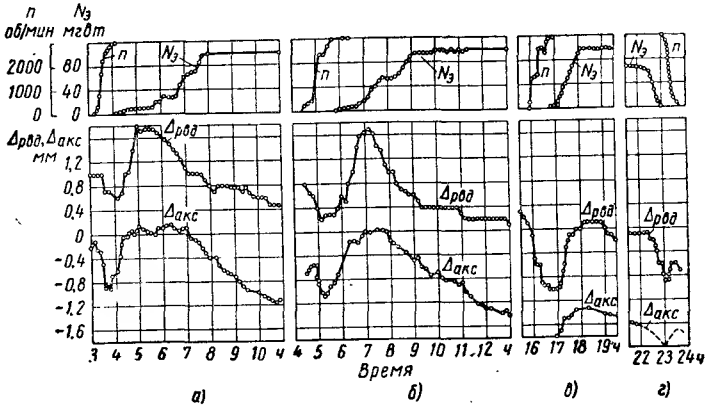
Таким образом, при соединении валов жесткими или полужесткими муфтами тепловое расширение вала от упорного подшипника передается на вал следующего цилиндра.

Для примера рассмотрим изменение аксиальных зазоров в цилиндре высокого давления турбины К-100-90 (ВК-100-2) ЛМЗ.

Данная турбина выполнена двухцилиндровой (ц. в. д. и ц. н. д.) с раздвоенным потоком пара в ц. н. д. Роторы в. д. и н. д. соединены гибкой муфтой со спиральной пружиной, позволяющей относительное осевое смещение роторов. Относительно своего цилиндра каждый из роторов в. д. и н. д. фиксируется отдельным упорным подшипником.

С точки зрения экономичности и надежности в работе особый интерес представляет изменение осевых зазоров в цилиндре высокого давления.

ВТИ совместно с ЛМЗ на одной из ГРЭС Мосэнерго в 1958—1959 гг. было проведено свыше 30 опытных пусков турбины К-100-90 (ВК-100-2) из различных тепловых состояний [40]. Пуски проводились различными способами в широких пределах изменения длительности пусков.



Фиг. 83. Изменение аксиальных зазоров при пуске и остановах турбины:

а — пуск из холодного состояния; *б* — пуск после 32-часового остывания; *в* — после 8-часового остывания; *г* — останов турбины:

n — скорость вращения ротора;
$N_э$ — нагрузка турбины;
$\Delta_{рвд}$ — относительное удлинение ротора в. д., измеренное у муфты;
$\Delta_{акс}$ — изменение входного осевого зазора в зоне второй ступени.

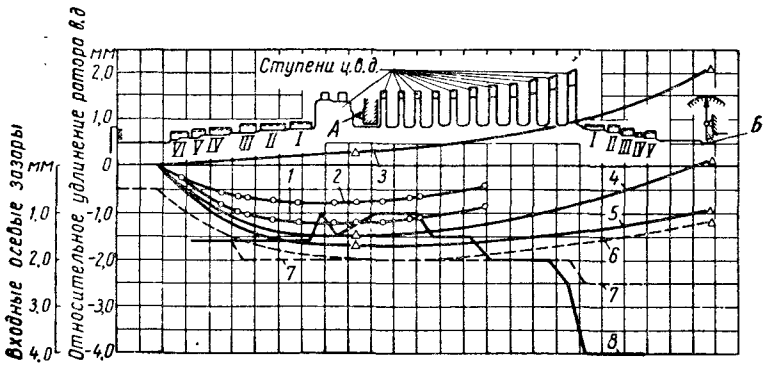
Из опытных графиков фиг. 83 видно, что при установившемся режиме с нагрузкой 100 000 *квт* при пусках из холодного состояния и после 32-часовой стоянки на входе на рабочие лопатки осевые зазоры в зоне второй ступени уменьшаются по сравнению с установленным при монтаже на 1,2—1,4 *мм*; на фиг. 83, *а* они показаны при 11 *ч* остановки, а на фиг. 83, *б* при 13 *ч* (см. фиг. 84 — точку А). В этом случае относительное удлинение ротора в. д., замеренное около муфты, остается положительным 0,2—0,4 *мм* (см. фиг. 84 — точку Б).

Указанное перераспределение зазоров объясняется тем, что при работе турбины с нагрузкой 100 000 *квт* на участке от упорного подшипника до регулирующей ступени температура корпуса становится значительно выше температуры ротора, а на остальном участке, наоборот, ротор будет горячее статора.

Расчет, произведенный на основе измерения температур ротора и статора на установившемся режиме при мощности в 100 000 *квт*, показывает, что уменьшение зазоров в зоне до регулирующей

ступени от упорного подшипника происходит за счет того, что передняя часть цилиндра с лапами будет значительно горячее соответствующего участка ротора (фиг. 84, кривая *1*).

Существенное влияние оказывает также и подвод охлажденного пара с температурой 125—140° С. При прекращении подвода этого пара и переводе турбины на самоуплотнение уменьшение входных зазоров в первых ступенях составляет всего лишь 0,8 *мм* (фиг. 84, кривая *2*).



Фиг. 84. Изменение осевых зазоров по длине проточной части ц. в. д. — кривые:

1 — при установившемся режиме 100 *Мвт* с подводом охлажденного пара в переднее уплотнение; *2* — без подвода охлажденного пара; *3* — при нагрузке 10 *Мвт* во время пуска из холодного состояния; *4* — при установившемся режиме 100 *Мвт* с подводом охлажденного пара в переднее уплотнение; *5* — при нагрузке 5 *Мвт* во время пуска после 8-часового остывания; *6* — при холостом ходе после разгружения турбины; *7* — рекомендуемые минимальные величины зазоров, устанавливаемые на входе в рабочие лопатки при сборке турбины; *8* — то же по рекомендации ЛМЗ: *I—VI* — группы уплотнений. А и Б — точки замера зазоров и относительного удлинения р. в. д.

Во время пуска турбины из горячего состояния (после ее останова на 8 *ч*) уменьшение входных зазоров в зоне второй ступени достигло 1,8 *мм*, которое не удалось замерить из-за ограниченного диапазона измерений.

Показанное на фиг. 83, *в* (16—17 *ч*) относительное удлинение всего ротора в этот период становится также отрицательным вследствие того, что с момента начала вращения ротора и до холостого хода турбины она не прогревается, а остывает, несмотря на то, что перед главными задвижками температура пара поддерживается номинальной. Расход пара при увеличении числа оборотов и холостом ходе мал, поэтому почти весь теплоперепад срабатывается в регулирующей ступени. Таким образом, пар в проточной части турбины имеет малую температуру. Охлаждение ротора по сравнению с корпусом происходит быстрее, потому что он имеет ребристую поверхность, омываемую паром, и меньшую массу металла, чем корпус. Относительному сокращению ротора способствует также подача охлажденного пара на концевые уплотнения

ц. в. д. в период набора вакуума и увеличения числа оборотов.

За счет быстрого охлаждения ротора при остановах турбины (фиг. 83, *г*) входные зазоры 2-й ступени, будучи и без того малыми, продолжают уменьшаться до величины менее 1,8 *мм*.

В этом случае причины охлаждения ротора те же, что и при пуске турбины из горячего состояния, т. е. по мере уменьшения расхода пара (падения нагрузки) теплоперепад на регулирующую ступень увеличивается, а на последних ступенях уменьшается. При дальнейшем уменьшении расхода пара все больший теплоперепад срабатывается в регулирующей ступени, вследствие чего последние, затем средние и даже первые ступени совершенно перестают срабатывать теплоперепад. Таким образом, с уменьшением расхода пара все более холодный пар омывает большее количество ступеней, и ротор, как менее металлоемкий и омываемый по большей поверхности этим паром по сравнению с цилиндром, охлаждается быстрее корпуса. Этому способствует также подача охлажденного пара по схеме, показанной на фиг. 87, *а*, на концевые уплотнения.

Кроме того, как показали измерения осевого сдвига ротора, характерное резкое уменьшение входных зазоров и последующее их увеличение при повышении скорости вращения во время пуска или при выбеге ротора во время остановки турбины происходят из-за того, что в эти периоды весь ротор вначале как бы уходит в сторону регулирования на величину имеющегося разбега в упорном подшипнике (0,5 *мм*), а затем возвращается обратно.

На фиг. 84 приведены расчетные кривые изменения осевых зазоров в проточной части при различных нагрузках и пусках или при снятии нагрузки с турбины (кривые *3*, *4*, *5*, *6*), построенные на основе замеров осевых зазоров в зоне первых ступеней, относительного расширения ротора в. д. у муфты и замеренных температур по длине ротора и корпуса турбины. Все эти кривые свидетельствуют о том, что относительное удлинение отдельных участков ротора непропорционально расстоянию этих участков от упорного подшипника. Такой вывод справедлив и для других турбин отечественных и зарубежных заводов и иностранных фирм, что подтверждается проведением исследований с различными турбинами.

Следовательно, осевые зазоры, выбираемые на основе предположения увеличения их пропорционально расстоянию от упорного подшипника при опережении теплового расширения ротора по сравнению со статором турбины, являются неоправданными. Таким образом выбирались осевые зазоры при проектировании турбин всеми нашими заводами и иностранными фирмами.

На фиг. 84 кривая *8* показывает изменение осевых зазоров в проточной части турбины: малые — в первых ступенях и большие — в последних.

Как показали исследования изменения осевых зазоров при пусках из различных тепловых состояний турбины, различных нагрузках и при останове, целесообразнее осевые зазоры (кривая 7) устанавливать в данной турбине примерно одинаковыми по всей длине проточной части ц. в. д.

§ 20. КОНСТРУКЦИИ УПЛОТНЕНИЙ

Диафрагменные уплотнения. Конструктивно диафрагменные уплотнения делятся на два типа: подвижные (эластичные) и жесткие.

Жесткие уплотнения выполняются в виде полуколец, жестко закрепленных в диафрагменных выточках или с зачеканенными гребнями во внутренней расточке диафрагм. Жесткие уплотнения могут применяться в ступенях, расположенных вблизи от опорных подшипников, где: величина выгиба цилиндра при разности температур верха и низа турбины; амплитуда колебаний вала при вибрациях, обусловленных различными причинами; температурный выгиб ротора и др. не могут быть больше радиальных зазоров в уплотнениях.

В современных отечественных паровых турбинах жесткие диафрагменные уплотнения не применяются, но они используются в концевых уплотнениях (см. ниже).

Подвижные (эластичные) лабиринтовые уплотнения различных конструкций, показанные на фиг. 81, 82, нашли широкое применение в современных турбинах. Сегменты уплотнений с зачеканенными или выточенными гребнями вставляются в паз в расточке диафрагм. Отжимаются они в сторону вала к посадочным местам плоскими или витыми пружинами (см. фиг. 81) так же, как концевые уплотнения.

При эксплуатации в полость над уплотнительным сегментом поступает пар в зазор между его хвостовой частью и пазом или через специальные сверления в диафрагме со стороны входа пара в уплотнение, поэтому подвижность такого уплотнения уменьшается.

Для создания возможности теплового расширения волокон вала в осевом направлении и, тем самым в какой-то мере предотвращая остаточный его прогиб при одностороннем задевании, в современных турбинах делают кольцевые компенсационные канавки на валу цельнокованых роторов (см. фиг. 82).

В активных осевых турбинах с температурами до 300—350° С применяют роторы с насадными дисками, в которых в случае различных видов задевания уплотнительные гребни касаются (трутся) о наружную поверхность ступицы диска, предохраняющими вал от остаточного прогиба.

Для обеспечения подъема уплотнительных сегментов вместе с верхней половиной диафрагмы при монтаже и в целях предотвращения их проворачивания крайние сегменты у горизонтального разъема крепятся шпонками, привернутыми винтами к диафрагме.

Сегменты, размещенные в нижней половине диафрагмы, также крепятся у разъема шпонками или винтами (см. фиг. 81).

В нижних половинах диафрагм пластинчатые или спиральные пружины предотвращают провисание сегментов от собственной массы, тем самым способствуют сохранению радиального зазора в уплотнениях.

Между сегментами обычно делается зазор 0,1—0,25 *мм* для компенсации их теплового расширения и для обеспечения их прижатия пружинами и давлением пара к местам посадки в направлении к валу и для обеспечения радиального зазора в уплотнении между вращающимися и неподвижными деталями турбины.

Обычно стремятся выполнить уплотнительные гребни зачеканенными, как наиболее дешевыми в изготовлении. В этом случае сегменты выполняются из углеродистых или низколегированных сталей, а уплотнительные гребни — из цветных или нержавеющих металлов.

К тому же в данном случае очень важным фактором является упрощение ремонта уплотнений с зачеканенными гребнями, которое выражается в замене гребней, легко выполнимой в эксплуатационных условиях. Все основные поверхности паза расточки диафрагмы, уплотнительных сегментов и гребней выполняются с чистотой ▽6.

Концевые уплотнения. Условия работы концевых уплотнений, работающих при высоких температурах (выше 400° С) и повышенных давлениях: выше 29,4—49 *бар* (30—50 *ата*), очень сложны. Они вытекают из большой длины уплотнения, большого количества уплотнительных гребней, значительного удаления от опорного подшипника, определяемого в основном длиной уплотнения, малых радиальных зазоров, сложных условий прогрева и охлаждения при переменных тепловых режимах.

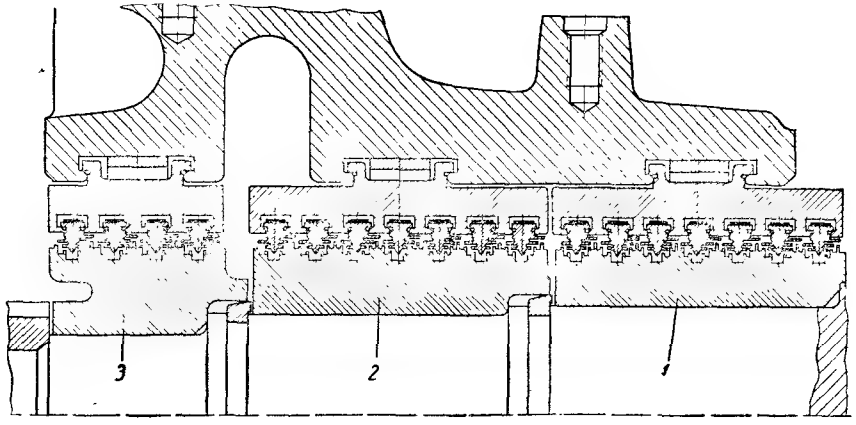
Кроме того, одной из важных проблем для концевых уплотнений дросселирующих пар с температурой выше 450° С является применение конструкции бесвтулочного уплотнения или с втулками, насаженными на вал с натягом или без втулок.

В турбинах с начальными параметрами пара до $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 480 \div 500°$ С часто применяются передние уплотнения с втулками, насаженными на вал с натягом, для защиты вала от изгиба при одностороннем задевании его в уплотнениях (фиг. 85).

Такое задевание, как рассмотрено ранее, в наихудшем случае может привести к дополнительному прогибу вала от нагревания при трении в бесвтулочной конструкции или к прогибу и снятию натяга втулки без изгиба вала.

В турбинах с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 480 \div 500°$ С и выше в передних концевых уплотнениях втулки оказались ненадежной конструкцией.

Исследования [10], [53] пусков турбин ЛМЗ производства 1946—1957 гг. показали, что при нагрузках турбины по инструкции завода во время пусков из холодного и горячего (после остановки 4—9 *ч* и более) состояний температура втулок больше температуры участков вала, расположенных под ними, на 70—105° С (фиг. 85, 86).



Фиг. 85. Передиее концевое уплотнение турбины Т-25-90 (ВТ-25) ЛМЗ (втулочная конструкция):

1, 2, 3 — уплотнительные втулки соответственно уплотнениям и № I, II, III.

При останове турбины в конце выбега ротора появляется обратная разность температур до 70—80° С.

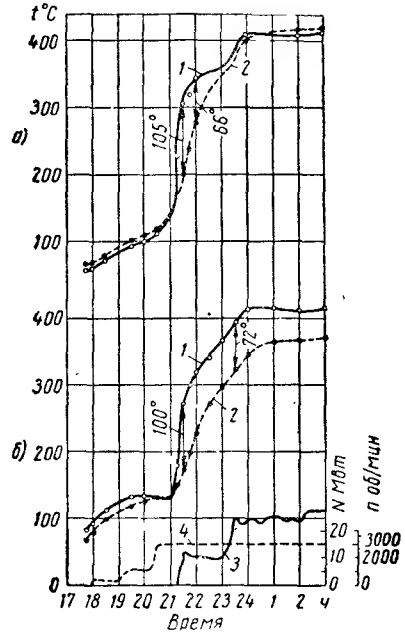
Подача пара к уплотнениям в турбинах ЛМЗ осуществляется по схеме фиг. 87, *а* с температурой в пароохладителе 125—140° С.

При пуске турбины из холодного состояния при наборе вакуума и увеличении скорости вращения ротора нагрев втулок и переднего конца вала незначителен (фиг. 86).

Перед включением в сеть генератора температуры втулок снижаются до 100—130° С, т. е. почти достигают температуры пара, подаваемого на уплотнение. После включения генератора в сеть температура и давление пара за соплами регулирующей ступени или перед втулкой 1-го переднего концевого уплотнения увеличиваются, вследствие чего возрастает также и коэффициент теплоотдачи. С увеличением нагрузки турбины эти величины растут, что приводит к скачкообразному росту температур втулок *I*, *II*, *III*, неизбежно опережающему прогрев вала под ними. Разность температур втулок *II* и *III* и вала (фиг. 86) достигает 100—105° С.

Тепловые расширения и деформации от действия центробежных сил суммируются, поэтому натяг снимается полностью и образуется зазор до 0,5 *мм* (см. табл. 21) между втулками и валом. Центробежными силами этот зазор выбирается в одну сторону за счет небаланса втулок из-за наличия шпоночного паза. При радиальных зазорах в уплотнении 0,25—0,35 *мм* происходит задевание втулок о гребни сегментов, что вызывает нагревание втулок и развитие аварий в уплотнении.

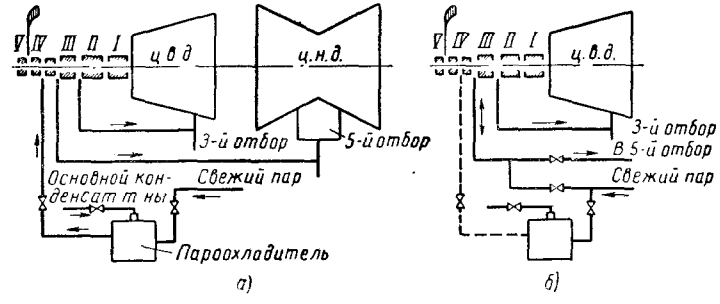
При наиболее частых пусках турбин из еще неостывшего состояния характер нагрева втулок и возникновение разности температур между ними и валом будут примерно тех же величин, как и при пуске из холодного состояния. Разница заключается в том, что при наборе вакуума и числа оборотов происходит дополнительное охлаждение паром, подаваемым на уплотнение по схеме фиг. 87, *а* втулок и переднего конца вала, имеющих перед пуском более высокую температуру, чем пар в пароохладителе.



Фиг. 86. Пуск турбины из холодного состояния (по инструкции):

а — втулка № II; *б* — втулка № III; кривые: *1* — температура втулки; *2* — температура вала; *3* — нагрузка; *4* — обороты.

При наборе вакуума и числа оборотов происходит дополнительное охлаждение паром, подаваемым на уплотнение по схеме фиг. 87, *а* втулок



Фиг. 87. Схемы подвода и отсоса пара к переднему уплотнению:

а — существующая с пароохладителем; *б* — без пароохладителя.

При разгрузке и остановке турбины описанные выше явления происходят в обратном порядке.

Таблица 21

Сводные расчеты напряжений, деформаций и зазоров во втулках и в валу

№ втулки	Натяг втулки при посадке на вал		Остаточный натяг при вращении ($n = 3000$ *об/мин*) $\Delta_{ост} = \Delta - 2\sigma_{вт} + 2\sigma_{вала}$ в *мм*		Экспериментальная разность температур втулки и вала при нагрузке турбины (втулка горячее вала) в °С	Температурное расширение втулки по посадочному диаметру в *мм*	Зазор по посадочному диаметру втулки вследствие температурного расширения $\Delta_{заз} = \Delta_t - \Delta_{ост}$ в *мм*		Монтажный радиальный зазор по гребешкам переднего уплотнения в *мм*
	Δ_{min} в *мм*	Δ_{max} в *мм*	$\Delta^{ост}_{min}$ в *мм*	$\Delta^{ост}_{max}$ в *мм*	$t_{вт} - t_{вала}$	$\Delta_t = 2r\alpha \times (t_{вт} - t_{вала})$	при Δ_{min}	при Δ_{max}	
II	0,19	0,27	0,09	0,17	105	0,58	0,49	0,41	0,25÷0,35
III	0,19	0,27	0,096	0,176	100	0,522	0,426	0,346	0,25÷0,35

Подача охлажденного пара при выбеге ротора вызывает превышения температуры вала над температурой втулок на 70—80° С. Это обстоятельство создает дополнительные температурные напряжения к напряжениям натяга, которые не разгружаются центробежными силами, так как число оборотов ротора равно нулю. Суммарные напряжения могут превысить предел текучести, равный 441,3 *Мн/м*² (4500 *кГ/см*²), стали 25Н3, из которой изготавлялись уплотнительные втулки. Появление больших напряжений даже меньше предела текучести нежелательно ввиду концентрации их в шпоночных пазах втулок.

После прекращения подачи охлажденного пара на уплотнение температура втулки заметно повышается за счет подвода тепла по валу, в результате чего отрицательная разность температур уменьшается.

Если на положительные величины разностей температур втулок и вала можно воздействовать скоростями нагрузки и в конечном итоге скоростями изменения температуры пара перед втулкой *I*, то на большие разности температур, возникающие во время останова турбины и пуска ее из горячего состояния при подаче на уплотнение охлажденного пара, без повышения его температуры практически воздействовать будет трудно.

Кроме того, в связи с релаксацией металла (перехода в напряженной детали упругой деформации в пластическую) натяг втулок с течением времени работы может постепенно уменьшаться. При ревизиях турбин неоднократно встречались ослабленные втулки на валу, которые, однако, еще не вышли из строя.

Таким образом, основным препятствием для ускорения нагружения турбин с втулочной конструкцией уплотнений является разность температур втулок и вала, которая при незначительном ускорении набора нагрузки, особенно в первый период, выходит за допустимые пределы.

Поэтому любые мероприятия, направленные на ускорение пуска (обогрев фланцев и шпилек горизонтального разъема и др.), не касающиеся уплотнительных втулок, не дадут ожидаемых результатов.

Для устранения аварий уплотнений ЛМЗ стал изготовлять втулки из стали 25Х2МФА (ЭИ10) с более высоким пределом текучести $\sigma_{0,2} = 608 \div 579$ *Мн/м*² ($\sigma_{0,2} = 62—59$ *кГ/мм*²) при температурах $t = 400 \div 500°$ С вместо стали 25Н3, при этом натяг был увеличен до 0,35—0,4 *мм*, для улучшения теплообмена между втулками и валом втулки изготовляются без выточек по посадочной поверхности с применением новых пусковых режимов и пониженными скоростями нагружения турбин.

Как было показано выше, на разность температур втулок и вала, особенно на отрицательную их разность во время пуска из горячего состояния и выбега ротора при останове, влияет организация подвода пара к уплотнениям.

В исследовательской работе [53] заводская схема подвода пара через пароохладитель с температурой пара в нем 125—140° С (фиг. 87, *а*) заменена схемой подачи свежего дросселированного пара (фиг. 87, *б*).

В схеме фиг. 87, *б* подвод пара осуществляется в камеру между втулками *III* и *IV* по линии, идущей в 5-й отбор. При подаче свежего дросселированного пара задвижка на отсосной линии в 5-й отбор временно остается закрытой и открывается лишь после прекращения подачи пара при переходе на самоуплотнение, и пар по этой линии направляется в 5-й отбор. Подвод свежего дросселированного пара благоприятно сказывается при пуске турбины из горячего состояния, так как в этом случае при наборе вакуума и повышении числа оборотов охлаждения втулок не происходит, поэтому последующая нагрузка турбины не влечет за собой резкого повышения температур втулок.

Подвод свежего дросселированного пара при разгрузке и останове турбины особенно благоприятно отражается, так как при этом исключается возможность появления отрицательных разностей температур. Разность температур, полученная при испытаниях, будет в 3—4 раза меньше, чем по схеме фиг. 87, *а*. Поэтому исключается возможность появления напряжений больше предела теку-

чести металла втулок и, как следствие их, не будет остаточных пластических деформаций втулок. Это позволяет насаживать втулки на вал с большими натягами порядка 0,6—0,7 *мм*. Кроме того, в процессе остановки существенно уменьшается относительное укорачивание ротора высокого давления.

Из рассмотренного выше следует, что применять втулки в уплотнениях, работающих при температурах 450° С и выше, не рекомендуется. Вот почему в турбинах отечественного производства и иностранных фирм с повышенными параметрами пара в данном интервале температур применяется бесвтулочная конструкция с компенсационными канавками и уплотнительными гребнями, зачеканенными в вал или выполненными в неподвижных сегментах.

В отечественном турбостроении конструкция с компенсационными канавками была применена впервые в турбине ВР-25 ХТГЗ. Наличием этих канавок, показанных на фиг. 75, *а*, *б*, *в*, создана возможность наружным волокнам металла вала в местном нагреве при задеваниях расширяться в осевом направлении. Такая конструкция уменьшает развитие прогиба вала при одностороннем задевании его в уплотнении.

Уплотнения, выполненные с гребнями, зачеканенными в подвижные (эластичные) сегменты, неподвижные обоймы и в вал турбины, см. на фиг. 75, *а*, *б*, *в*, *ж*, 88, 89.

Подвижное закрепление сегментов в обоймы с плоскими пружинами, изготовленными из аустенитных или мартенситно-ферритных сталей, применяется в современных турбинах для работы на высоких температурах пара при значительных осевых размерах (в концевых уплотнениях и в уплотнениях разделительной диафрагмы). Такие уплотнения в турбинах конструкции ХТГЗ и ЛМЗ расположены на значительном удалении от опорных подшипников, как, например, в уплотнениях внутреннего цилиндра высокого давления турбины К-300-240 (см. фиг. 37).

Для улучшения дросселирования пара в уплотнениях валы ротора выполняются ступенчатой конструкции.

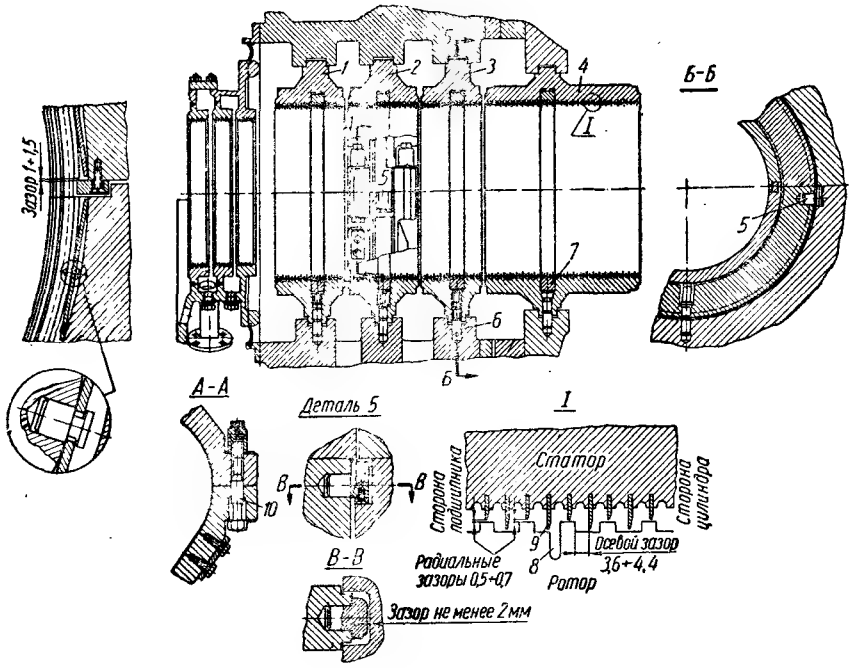
Зачеканка гребней в обоймы применяется в концевых уплотнениях, расположенных вблизи опорных подшипников, как, например, в турбинах СВК-150 и СВР-50 (фиг. 88). Такая конструкция делается в расчете на то, что прогибы вала и цилиндра вблизи опор при пуске, эксплуатации и останове турбин будут находиться в пределах радиальных зазоров уплотнения.

В турбинах ЛМЗ новейших конструкций, например турбине К-300-240, применены в концевых уплотнениях гребни, зачеканенные в вал (см. фиг. 75, *ж*), которые исключают нагрев вала и его остаточный прогиб при одностороннем задевании в уплотнении.

Принцип установки обойм сохранен таким же, как для промежуточных обойм и диафрагм (см. фиг. 66, 67).

Это крепление при тепловом радиальном расширении обойм по отношению к корпусу турбины сохраняет соосность их расточек, чем обеспечивает неизменность радиальных зазоров в уплотнении между вращающимися и неподвижными деталями.

Для примера на фиг. 88 и 89 приведены конструкции уплотнения турбин ЛМЗ и УТМЗ. В турбине СВР-50-3 ЛМЗ нижние половины обойм подвешены вблизи горизонтального разъема на лапках *5* фиг. 88.

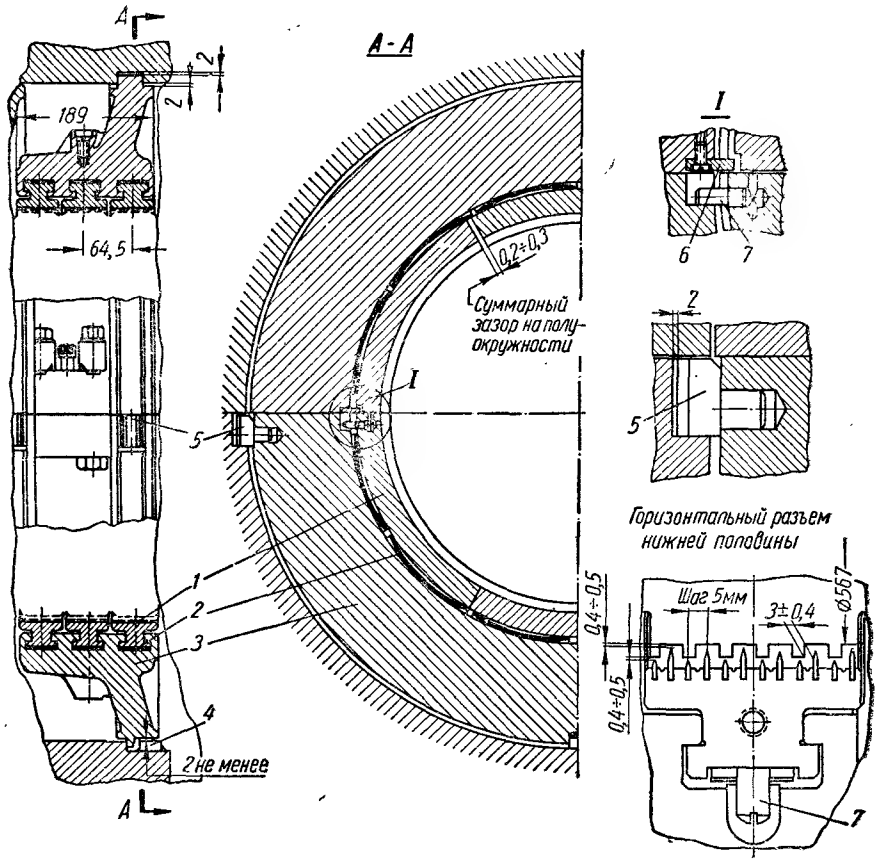


Фиг. 88. Переднее уплотнение турбины СВР-50-3, ЛМЗ.

Между обоймами и цилиндром этой турбины предусматриваются радиальные зазоры для обеспечения теплового относительного расширения. Для центровки обоймы по нижней половине цилиндра в вертикальной плоскости предусмотрены штифты *6*. Отверстия под них сверлятся и разворачиваются в обойме и цилиндре совместно. После установки штифтов *6* ставятся полукольца *7*, перекрывающие отверстия для штифтов.

Верхние половины обойм центрируются по нижним с помощью призонных болтов *10*. Соединение этих деталей осуществляется болтами и шпильками. Обоймы крепятся в кольцевых расточках цилиндра, благодаря чему их осевое положение фиксируется торцовыми поверхностями цилиндра.

В турбинах ХТГЗ и УТМЗ уплотнительные сегменты в концевых уплотнениях делаются подвижными с помощью плоских пружин, при этом уплотнительные гребни зачеканиваются в сегменты.



Фиг. 89. Переднее уплотнение турбины ВПТ-25-4, УТМЗ:

1 — кольца, состоящие из шести сегментов; *2* — плоские пружины; *3* — обоймы; *4* — шпонка; *5* — лапки; *6* — шпонки; *7* — винты.

В турбинах УТМЗ крепление обойм такое же, как рассмотрено выше, за исключением центровки нижней половины, где центрирующий штифт заменен центрирующей шпонкой *4* (фиг. 89).

В цилиндрах среднего давления многоцилиндровых турбин, где давление пара выше атмосферного, подаваемый в заднее концевое уплотнение пар, отбираемый за последней ступенью данного цилиндра, дросселируется до атмосферного.

В этом случае перепад давлений может достигать 32,4÷37,3 *бар* (33÷38 *атм*), поэтому их уплотнения для сокращения количества

гребней выполняют ступенчатой конструкции со втулками, насаженными на вал с натягом, или бесвтулочными с компенсационными кольцевыми канавками.

Шаг уплотнительных гребней выбирается на основе обеспечения достаточных осевых зазоров между вращающимися и неподвижными деталями турбины. Величины осевых зазоров турбины находятся опытным путем в процессе эксплуатации или расчетом тепловых расширений узлов, между которыми определяются зазоры.

Рассмотренные уплотнения выполняются подвижными (эластичными) с пластинчатыми или спиральными пружинами, а их сегменты устанавливаются в пазы обойм по широкоходовой посадке. Конструкция крепления обойм данных уплотнений подразделяется на следующие: обойма отсутствует, и ее роль выполняет расточка цилиндра; обойма из двух половин центруется штифтами или шпонками с обеспечением теплового расширения относительно цилиндра; обоймы из двух половин крепятся подвижно в нижней и верхней половинах коробок с помощью пластинчатых пружин. Коробки цилиндра, в свою очередь, устанавливаясь, центрируются штифтами или шпонками с обеспечением их теплового относительного расширения.

Для работы при относительно невысоких температурах и давлении, определяющих толщины стенок и фланцев цилиндра и условиях прогрева турбины, конструкцию уплотнения без обоймы или с обоймой, закрепленной в цилиндре на шпонках, обеспечивающих радиальное расширение обойм, следует считать надежной в эксплуатации и простой в изготовлении. Эта конструкция, имея небольшие длину уплотнения и расстояние от опорного подшипника определяет наименьшие изменения радиальных зазоров уплотнения при изменении тепловых режимов работы турбины.

Практика эксплуатации турбин с подобными конструкциями уплотнений ц. с. д. со стороны выхода пара из цилиндра и в турбинах с противодавлением показала полную их надежность. Сравнительно короткие по длине концевые уплотнения ц. н. д. турбин и со стороны выхода пара из ц. с. д., работающие при температурах примерно до 300—400° С, выполняют по конструкции и креплению такими же, как и диафрагменные уплотнения.

В цилиндрах низкого давления со стороны конденсаторов количество уплотнительных гребней мало, так как пар для их уплотнения подается из камеры концевых уплотнений с давлением, немного превышающим атмосферное давление.

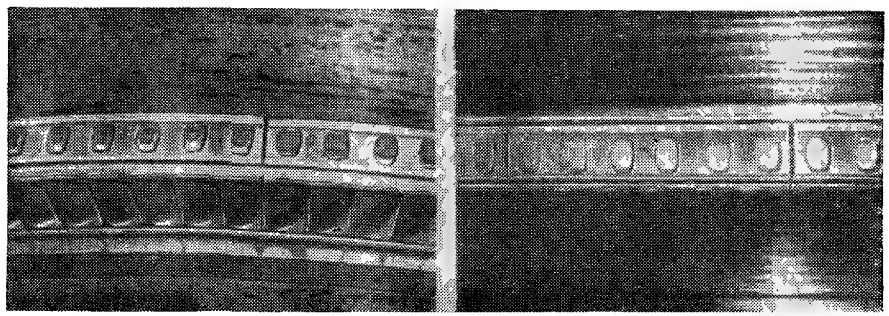
Для обеспечения безопасности осевого относительного расширения цилиндров и роторов, особенно в многоцилиндровых турбинах, уплотнения выполняются с гладким или со ступенчатым валом ротора, имеющим значительный шаг уплотнительных гребней.

Сегменты уплотнительные (обычно 6 шт. по окружности) крепятся в пазы внутренней расточки корпуса турбины с пластинча-

тыми пружинами. Такое крепление обеспечивает подвижность сегментов в случае их задеваний в уплотнениях. Кроме того, на валу ротора делаются кольцевые компенсационные канавки.

В некоторых турбинах уплотнения ц. н. д. выполняются со втулками, насаженными на вал и имеющими ступенчатые уплотнения. Втулки, насаженные на вал с натягом, являются вполне надежной конструкцией для данных температур.

Бандажные уплотнения. Появление радиальных бандажных и осевых у корня рабочих лопаток уплотнений в мощных турбинах, работающих на повышенных начальных параметрах пара, предъявляет более жесткие требования к сохранению в них почти



Фиг. 90. Авария бандажей рабочих лопаток при задеваниях.

неизменными малых величин зазоров при всех режимах работы, пуска и останова.

Бандажные уплотнения выполняются жесткого типа без пружин. Применение жестких конструкций объясняется сложностью изготовления подвижных сегментов, малых размеров поперечных сечений при больших диаметрах. Некоторые виды бандажных уплотнений показаны на фиг. 8, 10 и 11. Бандажные уплотнения с гребнями, изготовленными заодно с бандажом, изображены на фиг. 8, 11, а с гребнями, зачеканенными в корпус, обойму или в выступы диафрагм, — на фиг. 10. Ввиду жесткости бандажных уплотнений при задевании их во время пуска, нагружения, эксплуатации и при останове турбины будут стачиваться уплотнительные гребни, прорезаться канавки на бандажах рабочих лопаток или отрываться бандажи в конструкциях с уплотнительными гребнями, выполненными над бандажами или прорезаться канавки в обоймах, цилиндре или диафрагмах в конструкциях с гребнями изготовленными заодно с бандажом.

На фиг. 90 приведено фото прорезки канавок на бандажах рабочих лопаток при одностороннем задевании в конструкции с уплотнительными гребнями зачеканенными в деталях статора турбины.

Надежность в работе бандажных уплотнений определяется величиной зазора, поверхностей трения при задеваниях и материалом гребней. По этой причине величина радиального зазора в жестких бандажных уплотнениях выбирается в зависимости от диаметра в пределах 1—1,5 *мм*.

Как показала практика, в ц. н. д. турбины при различных видах задевания в уплотнении конструкция, представленная на фиг. 11, является более надежной. Здесь уплотнительные гребни при задеваниях в случае прогиба цилиндра (фиг. 79, *а*) прорезают канавки в выступах чугунных диафрагм. При этом уплотнительные гребни, выполненные заодно с лопаточным бандажом из стали 1Х13, не повреждаются. Идея прорезания канавок на неподвижных деталях уплотнения без нарушения уплотнительных гребней положена в основу конструкции ЛМЗ (см. фиг. 8) с мягкими вставками, закрепленными в обоймах.

§ 21. ТРУБОПРОВОДЫ КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Через концевые уплотнения турбины при давлении в цилиндре выше атмосферного пар прорывается наружу, а при вакууме в корпусе может засасываться воздух. Для создания надежной и экономичной работы турбины необходимо обеспечить отсос пара из уплотнений с избыточным давлением и дать подвод пара к уплотнениям, находящимся под вакуумом.

Из промежуточных камер концевого уплотнения с избыточным давлением пар отводится в промежуточные ступени турбины, в регулируемые и нерегулируемые отборы пара для использования тепловой энергии пара, прошедшего часть уплотнения, чем повышается к. п. д. турбоустановки.

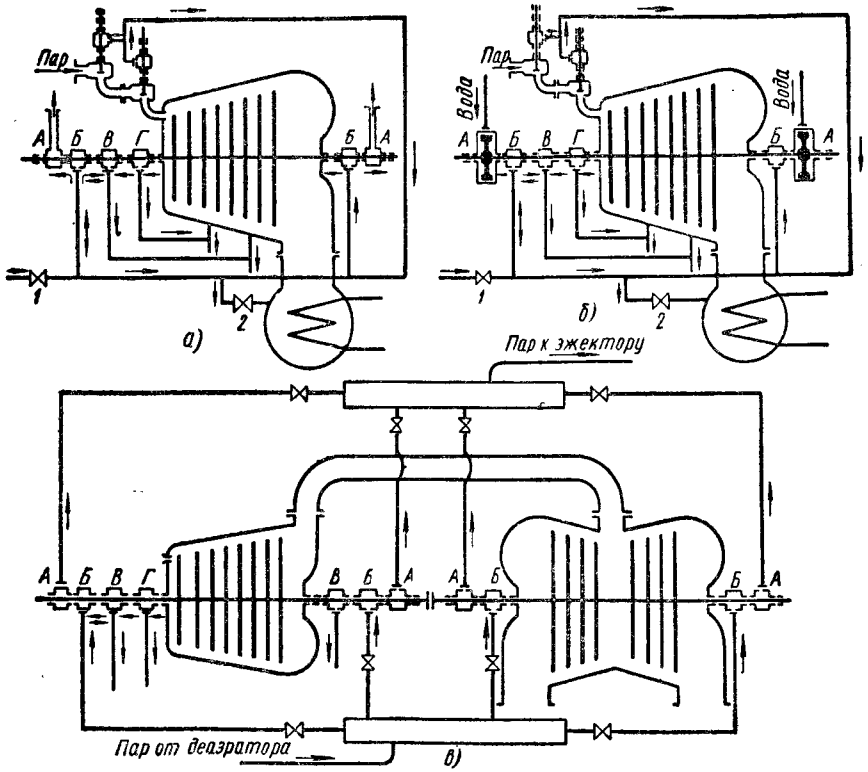
Проникновение воздуха в цилиндр и в конденсатор через уплотнения со стороны вакуума не допускается, так как воздух затрудняет теплопередачу пара охлаждающей воде в конденсаторе, повышает давление за последней ступенью турбины (в конденсаторе), откуда воздух должен непрерывно отсасываться эжектором. Во избежание подсоса воздуха в уплотнения, расположенные со стороны конденсатора, непрерывно подается пар с давлением, немного превышающим атмосферное (примерно $p_{0_{абс}} = 11{,}8$ *бар*) (1,2 *ата*).

Часть подаваемого пара проходит через отсек концевого уплотнения в конденсатор, где он конденсируется, не ухудшая вакуума. Подача пара к концевому уплотнению необходима также и со стороны избыточного давления, для предотвращения подсасывания воздуха, так как при пуске и останове турбины давление в корпусе турбины становится ниже атмосферного.

На фиг. 91 представлены принципиальные схемы трубопроводов, соединяющих концевые уплотнения между собой, со свежим паром, с конденсатором и регулируемыми или нерегулируемыми

отборами пара. На схемах также показан отвод пара из уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов.

На фиг. 91, *а* к каминным камерам *а* присоединены вестовые трубы, через которые в машинное помещение проходят остатки пара, прошедшего через уплотнения. При нормальной работе



Фиг. 91. Принципиальные схемы трубопроводов концевых уплотнений:

а — схема с лабиринтовыми уплотнениями; *б* — схема с лабиринтовыми и гидравлическими уплотнениями; *в* — бескаминная схема.

уплотнений количество этого пара должно быть минимальным настолько, чтобы вестовые трубы только слегка парили.

Поступающее в каминные камеры количество пара зависит от конструкции уплотнений, их состояния и от давления пара в соседней камере *Б*. Камеры *Б* концевых уплотнений между собой связаны так, что пар из переднего уплотнения, поступает в заднее, исключая подсос воздуха в турбину.

Давление в камерах *Б* и в соединяющем их трубопроводе обычно составляет $p_{абс} = 1{,}08 \div 1{,}18$ *бар* ($p = 1{,}1 \div 1{,}2$ *ата*).

В случае повышения этого давления вестовые трубы будут сильно парить, помимо того, пар по валу ротора может проникнуть в подшипники, сконденсироваться в них и обводнить масло. С другой стороны, при понижении давления в соединительном трубопроводе ниже 1 *ата* начинается подсос воздуха, и вакуум будет уменьшаться.

При перегрузке турбины из переднего уплотнения в заднее поступает больше пара, чем необходимо для противодействия подсосу воздуха. В этом случае избыток пара через клапан *2* отводится в конденсатор или в некоторых системах через отсасывающий вентиль в подогреватель низкого давления.

При пуске турбины (вращении ротора при валоповороте, наборе числа оборотов), малых нагрузках и останове для уплотнения в камеру *б* подается пар из трубопровода свежего пара через запорный вентиль *1*.

В современных турбинах управление вентилями *1* и *2* осуществляется автоматическим устройством, поддерживающим постоянное давление пара в кольцевых камерах *Б* при различных колебаниях нагрузки турбины. В турбинах ранних выпусков управление осуществлялось вручную.

Камеры отвода пара из уплотнений штоков регулирующих и стопорного клапанов соединяются с трубопроводом камер *Б* концевых уплотнений, поэтому при малых нагрузках на турбину обычно достаточно пара, отводимого из уплотнений клапанных штоков. При пуске и останове турбины необходимо вводить свежий пар через вентиль *1*.

Необходимость подачи пара на концевые уплотнения при останове турбины вызывается требованием не допустить засасывания холодного воздуха через уплотнения в турбину. Такой подсос воздуха может привести к резкому охлаждению ротора, как детали относительно статора менее металлоемкой и имеющей большую поверхность соприкосновения с воздухом.

Подобное охлаждение вызывает сокращение ротора и уменьшение осевых зазоров в проточной части и уплотнениях турбины.

Охлаждение втулок концевых уплотнений, когда вал еще остается горячим, может вызвать появление в них напряжений выше предела упругости и как следствие — остаточных деформаций, обусловливающих ослабление посадки втулок.

На фиг. 91, *б* приведена принципиальная схема трубопроводов концевых уплотнений, в которых наряду с лабиринтовыми уплотнениями применены гидравлические со стороны высокого и низкого давления.

Гидравлические уплотнения могут работать только при числе оборотов, превышающем половину рабочего числа оборотов, поэтому при пуске турбины и ее останове через дроссельный клапан *1* подается пар из трубопровода свежего пара, протечка которого

ограничивается лабиринтовым уплотнением, выполненным с обеих сторон водяного затвора.

Гидравлическое уплотнение при работе турбины совершенно исключает попадание пара в подшипник и в машинный зал.

Количество камер отвода пара из уплотнений при избыточном давлении пара в нем зависит в основном от величины давления перед уплотнением.

На фиг. 91, *а* и *б* показаны принципиальные схемы трубопроводов концевых уплотнений одноцилиндровых конденсационных турбин. В многоцилиндровых турбинах схемы концевых уплотнений выполняются по тому же принципу и камеры отводов и подвода пара отдельных цилиндров соединяются единой системой трубопроводов. На трубопроводах отвода или подвода пара к каждой отдельно камере уплотнения ставятся клапаны для регулирования количества подводимого или отводимого пара из каждой камеры отдельно (для упрощения схем эти клапаны на фиг. 91 не показаны).

В современных турбинах применяют бескаминные концевые уплотнения (фиг. 91, *в*).

Чтобы исключить попадание пара в подшипники и автоматизировать работу уплотнений, применяется регулятор постоянного давления пара в предпоследних камерах *Б* порядка $p_{абс} = 1{,}08 \div 1{,}03$ *бар* (1,1—1,05 *ата*) при любых режимах работы турбины. Из последних камер *А* паровоздушная смесь давлением $p_{абс} = 0{,}95 \div 0{,}96$ *бар* (0,97—0,98 *ата*) отсасывается эжектором сальникового подогревателя (в камеры *А* воздух проникает через наружные уплотнительные гребни).

Работой эжектора управляет другой регулятор, который поддерживает постоянное давление $p_{абс} = 0{,}93$ *бар* (0,95 *ата*) в самом эжекторе (в сальниковом подогревателе) для поддержания постоянства давления $p_{абс} = 0{,}95 \div 0{,}96$ *бар* (0,97—0,98 *ата*) в камерах уплотнения.

В иных системах применяют только один регулятор подачи пара к уплотнениям, а эжекторы отсоса (без регулятора) применяют с постоянным подводом пара к соплу от деаэратора.

Для упрощения схемы на фиг. 91, *в* трубопроводы из камер *В* и *Г* не показаны; они выполняются так же, как и в схемах фиг. 91, *а*, *б*.

§ 22. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЛАБИРИНТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Требования, предъявляемые к материалу гребней лабиринтовых уплотнений, вытекают из условий их работы в паровой среде при различных температурах в зависимости от места их установки в турбине и от начальных и конечных параметров пара.

Для уплотнительных гребней, запрессованных в сегменты, и сегментов с выточенными гребнями применяются цветные металлы

и их сплавы, устойчивые для работы в условиях длительного воздействия коррозии в среде перегретого и влажного пара потому, что гребни, имея малую толщину, должны обладать надлежащей прочностью, сохраняют свои размеры, чем обеспечивают хорошую работоспособность лабиринтовых уплотнений.

Прочность и пластичность этих сплавов должны соответствовать рабочим температурам, при которых тонкие гребни уплотнений сохраняли бы свою форму и размеры в эксплуатации, не ломаясь и не прогибаясь под действием потока пара. Особое значение имеют свойства материала уплотнений, определяющие его поведение в аварийных условиях работы. Наиболее тяжелым аварийным состоянием уплотнения является местное трение поверхностей ротора (вала, втулок, бандажей рабочих лопаток) при изгибе его вала. Таким образом, третьим основным требованием к металлу уплотнения является возможно минимальная его склонность к нагреванию и повреждению выпуклой стороны изогнутого вала врезающимися в него уплотнительными гребнями без налипания их металла на вал ротора. Таким образом, из сказанного следует, что металл уплотнительных гребней в случае их трения о вал должен обладать свойством возможно быстрого износа.

В последнее время поведение уплотнительных гребней при аварийных режимах исследуются в ХПИ, ЦКТИ и др., однако обоснований по выбору материалов для изготовления гребней еще недостаточно. Нерешенным вопросом пока остается материал для гребней, работающих при температурах пара выше 500° С. Обычно при этих температурах применяют аустенитную сталь ЭЯ1Т (1Х18Н9Т).

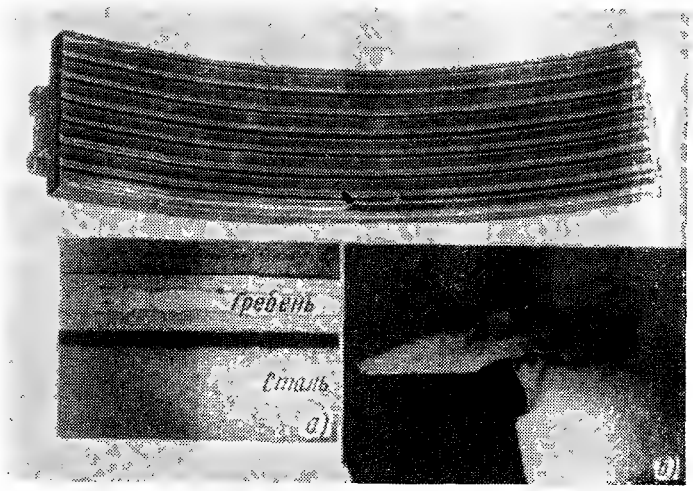
Приводим некоторые данные испытаний, проведенных в ЦКТИ [36] на экспериментальном стенде, имитирующем наиболее тяжелый случай одностороннего задевания вала в уплотнениях (фиг. 79, *б*), с гребнями, закрепленными в статоре. Опыты проводились в воздушной среде при комнатной температуре с гребнями из различных металлов при окружной скорости 60 *м/сек*, диаметре вала 400 *мм* и различных прижимных усилиях от 5 до 100 *кг* на один гребень. В результате исследований установлено, что с ростом прижимного усилия уплотнительных гребней к валу резко возрастает нагрев вала.

В зависимости от роста температуры вала, возникающей при трении, применяемые для изготовления гребней материалы можно разбить на две группы. К первой группе относятся никель марки Н1, сталь 15ХМА, монель-металл марки НМЖМц 28-2,5-1,5 и сталь 1Х18Н9Т (ЭЯ1Т).

При прижимных усилиях 5 *кг* (на гребень нагрев вала был сравнительно невелик (200—300° С) и повреждение его поверхности оказалось ничтожным. При значениях прижимного усилия

50 и 100 *кг*/на гребень (близких к реальным значениям при работе турбины под нагрузкой) образец вала нагревался примерно до 1300° С, оплавлялся, вследствие чего выплавленный металл прилипал к уплотнительным гребням статора. Износ гребней во всех случаях не превышал глубины прорезаемых ими на валу канавок (конфигурации показаны на фиг. 80).

Скорость износа гребней составила всего 0,0001—0,01 *мм/сек*.



Фиг. 92. Внешний вид уплотнительного сегмента и микроструктура материала уплотнительного гребня:

а — на продольном шлифе; *б* — на поперечном шлифе.

Ко второй группе металла гребней уплотнения относится латунь Л68, применяемая в турбинах среднего давления. В этом случае максимальный нагрев вала составлял 200—300° С, повреждение вала практически отсутствовало, гребни изнашивались быстро со скоростью 0,05 и 0,3 *мм/сек* при усилиях прижима соответственно 98 и 686 *н*/на гребень (10 и 70 *кг*/на гребень) и скорости скольжения 60 *м/сек*.

Такое поведение латуни Л68 объясняется в основном более низкой температурой плавления.

Нейзильбер МНЦ15-20 в гребнях уплотнения ведет себя немного лучше, чем материалы первой группы. Лучшие результаты работы нейзильбера создаются вследствие того, что при сравнительно низкой температуре плавления на его поверхности возникает тонкий жидкий слой расплавленного металла, который является своего рода смазкой. Появление смазывающего слоя, естественно, приводит к резкому снижению коэффициента трения

и, следовательно, снижает температуру трения и уменьшает работу деформирования.

На стенде также были проведены испытания уплотнений с гребнями, зачеканенными в вал конструкции, показанной на фиг. 75, *ж*. В этом случае гребни быстро изнашивались и сминались, а вал нагревался незначительно.

Следует отметить характерное для никеля Н1 образование окислов в среде пара при высокой температуре, которое ограничивает его применение для уплотнительных гребней при температуре 425—475° С.

На фиг. 92 представлена фотография уплотнительного сегмента, изготовленного из стали 15ХМА с уплотнительными гребнями из никеля марки Н1, который проработал в турбине при температуре примерно 500° С в течение 34 000 *ч* (исследования ЦЗЛ ХТГЗ).

Поверхность представленных уплотнительных гребней покрыта окислами темно-бурого цвета; часть этих гребней подвергалась выкрашиванию. Например, в первом ряду имеется выкрашивание уплотнительного гребня на половине длины сегмента заподлицо с поверхностью сегмента. Частичное выкрашивание гребней имеется и в других местах.

Результаты исследования показывают, что образование закиси никеля NiO при температуре примерно 500° С в среде пара начинается на поверхности по границам зерен и в дальнейшем развивается в глубь самих зерен.

Микроанализ показал, что сплав металла уплотнительных гребней в периферийной части имеет по границам зерен выделе-

Таблица 22

Температурная область применения основных материалов уплотнений *

Марка материала	Температурная область применения в °С	Применение
Латунь Л68 Нейзильбер МНЦ 15—20 Никель Н1 Монель металл НМЖМц 28—2,5—1,5 Сталь Х18Н9Т (ЭЯ1Т)	250 400 450 500 600	Уплотнительные гребни запрессованные в сегменты
Сталь 20 и 25 Сталь 2×13 Сталь 15ХМ	425 450 600	Уплотнительные сегменты с запрессованными гребнями; обоймы уплотнений.
Сталь 3Х13 Сталь Х15Н35Б3Т (ЭИ612)	400 615	Плоские пружины уплотнений

* Бубенцов А. М. и Полуканин П. Н. Нормализация лабиринтовых уплотнений турбин и компрессоров. — «Стандартизация», 1963, № 8.

Таблица 23

Химический состав основных сплавов для уплотнительных гребней

Марка сплава	Содержание элементов в %										
	Cu	Pb	Fe	Sb	Bi	P	Zn	Ni + Co	Si	Mn	As
Латунь Л68	67—70	⩽0,03	⩽0,10	⩽0,005	⩽0,002	⩽0,01	Остальное				
Нейзильбер МНЦ15-20	Остальное	⩽0,12	⩽0,5	⩽0,002	⩽0,002		18—22	13,5—16,5	⩽0,15	⩽0,3	⩽0,01

Таблица 24

Механические свойства основных сплавов для уплотнительных гребней

Марка сплава	σ_B в *Мн/м²*	$\sigma_{0,2}$ в *Мн/м²*	δ_{10} в %	ψ в %	$a_к$ в *кдж/м²*	HB	ГОСТ или ТУ
Латунь Л68	314	98	55	70	1667	55	ГОСТ 1019-47
Нейзильбер МНЦ15-20	392	137	35			70	ГОСТ 492-52

ние хрупкой составляющей темно-серого цвета: с поверхности в виде грубой оторочки, а в центральной части оторочка более тонкая. Сравнительный замер микротвердости структурных составляющих сплава показал, что микротвердость составляющей, выделившейся по границам зерен, намного превышает микротвердость металла никеля и равна 430—470 единиц, тогда как микротвердость внутри зерна равна не более 130 единиц. Наличие такой твердой составляющей по границам зерен делает материал уплотнительного гребня хрупким.

По указанным причинам во всех случаях применения никеля следует рекомендовать замену никеля нейзильбером МНЦ15—20 или монель — металлом НМЖМц28—2,5—1,5.

В табл. 22—25 приведены физико-химические свойства основных материалов для уплотнительных гребней.

Таблица 25

Физические свойства основных сплавов для уплотнительных гребней

	Латунь Л68	Нейзильбер МНЦ15-20
Удельный вес в *кн/м³*	83,4	85,3
Коэффициент линейного расширения ($\times 10^6$)	При 25—300° С 19,9	При 20—100° С 16,6
Теплопроводность *вт/(м·град)* 20° С	117,2	25,1—33,5

Латунь Л68 представляет однофазный твердый раствор цинка и меди. Температура плавления латуни Л68 938° С; литейные свойства ее низкие; линейная усадка 1,92%, температура горячей обработки 750—830° С. Температура полного отжига 520—650° С. Для снятия внутренних напряжений производится низкотемпературный отжиг при температуре 360—275° С. Свариваемость, пайка и обработка резанием хорошие. Нейзильбер — медноникельцинковый сплав марки МНЦ15-20 имеет однофазную структуру. Температура плавления нейзильбера 1080° С, он хорошо обрабатывается в холодном и горячем состояниях. Температура горячей обработки 800—970° С. Температура отжига 700—750° С. Низкотемпературный отжиг — при 250° С. Нейзильбер, обладая высокими антикоррозионными свойствами, применяется обычно в виде лент для уплотнений толщиной 0,2—2 *мм*.

ГЛАВА VI

ПОДШИПНИКИ

§ 23. НАЗНАЧЕНИЕ И УСЛОВИЯ РАБОТЫ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Ротор турбины шейками вала лежит и вращается во вкладышах опорных подшипников. Опорные подшипники должны иметь неизменное положение, быть жесткими, воспринимать все усилия и вибрации при работе турбины.

Обычно каждый ротор турбины опирается на два подшипника, однако иногда для двух смежных роторов, турбины или турбины и генератора применяют один опорный подшипник вместо двух при наличии жесткой между ними муфты.

Таким образом, опорные подшипники определяют правильное положение ротора относительно статора в радиальном направлении, т. е. обеспечивают равномерность радиальных зазоров по окружности в различного рода уплотнениях и между другими деталями ротора и статора.

В опорных подшипниках должно быть обеспечено жидкостное трение между шейками вала и внутренними поверхностями расточки вкладышей. Ось шейки вала должна быть параллельна оси расточки вкладыша.

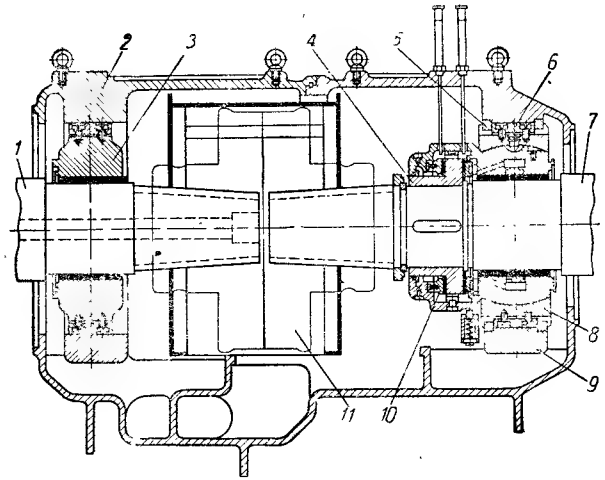
Опорный подшипник (фиг. 93) состоит из основных деталей: корпуса *9*, крышки *2* и вкладыша *3*. Со стороны выхлопа корпус подшипника выполняется заодно с ц. н. д., так как в выхлопном патрубке при давлении пара $p_{абс} = 0{,}03 \div 0{,}05$ *бар* (0,03—0,05 *ата*) температура не превышает 23,5—32,5° С. При некоторых режимах работы турбины, как, например, при длительном холостом ходе, температура выхлопа может достичь 90—100° С.

Во всех остальных случаях корпус подшипника выполняется отдельно от цилиндра турбины в целях снижения теплопередачи от горячих частей цилиндра турбины к корпусу подшипника.

Вкладыш *3* (фиг. 93) состоит из двух половин, скрепленных между собой болтами по горизонтальному разъему. Внутренняя поверхность вкладыша заливается антифрикционным сплавом — баббитом Б83. Диаметр внутренней расточки вкладыша делается несколько больше диаметра шейки вала для того, чтобы избежать

сухого или полусухого трения между поверхностями этих деталей.

Перед пуском турбины в масляную систему для смазки подшипников масло подается вспомогательным турбонасосом или электронасосом давлением $p_u = 0{,}67 \div 1{,}18$ *бар* (0,7—1,2 *ати*) и температурой 35—45° С. При эксплуатации турбины подача масла в систему смазки осуществляется главным масляным насосом.



Фиг. 93. Место сопряжения роторов высокого и низкого давления турбины:

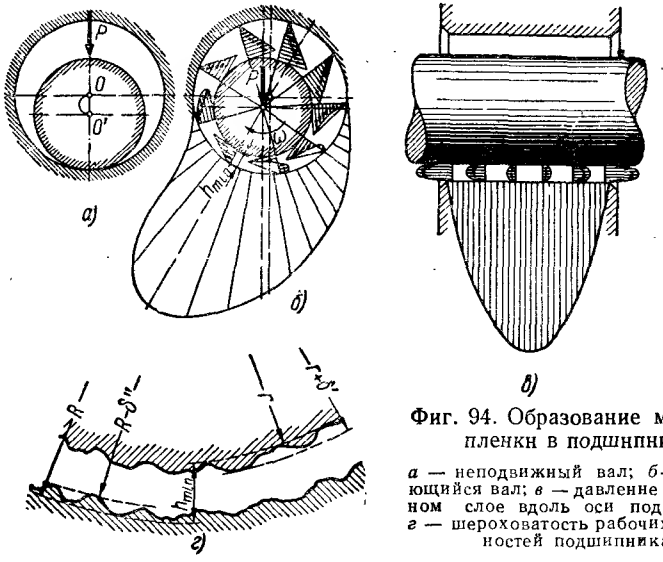
1 — вал ротора высокого давления; *2* — крышка подшипников; *3* — вкладыш; *4* — гребень; *5* — установочные прокладки; *6* — опорные колодки с прокладками; *7* — вал ротора низкого давления; *8* — сферическое кольцо; *9* — корпус подшипника; *10* — упорные подушки; *11* — подвижная муфта.

Величина давления масла $p_u = 0{,}67 \div 1{,}18$ *бар* (0,7—1,2 *ати*) выбирается из условия преодоления сопротивления маслосистемы (маслопроводов, дозирующих диафрагм, масляных каналов в подшипниках).

В состоянии покоя ротора турбины или его вращения валоповоротным устройством со скоростью 2—4 *об/мин* шейка вала соприкасается с баббитовой заливкой вкладыша, так как при этом масло выдавливается массой ротора, приходящейся на подшипник (фиг. 94, *а*). Таким образом, в нижней половине подшипника между внутренней расточкой вкладыша и шейкой вала создается суживающийся клиновидный зазор.

При увеличении числа оборотов шейка вала увлекает за собой прилегающий слой масла за счет сил сцепления между маслом и поверхностью шейки вала. Следующие слои масла, обладая вязкостью, также движутся в направлении клиновидного зазора. Поэтому в клиновидном зазоре подшипника давление масла (жидкости несжимаемой) увеличивается.

При скорости вращения 40—50 *об/мин* в клиновидном зазоре создается давление, достаточное для того, чтобы приподнять вал и отжать его в сторону вращения. По мере повышения числа оборотов вала ротора турбины количество масла, поступающего в суживающийся клиновидный зазор, увеличивается, давление в нем возрастает и толщина масляной пленки в самом узком месте увеличивается. Центр вала перемещается по кривой $O'O$ (фиг. 94, *а*), представляющей собой приблизительно полуокружность.



Фиг. 94. Образование масляной пленки в подшипнике:

а — неподвижный вал; *б* — вращающийся вал; *в* — давление в масляном слое вдоль оси подшипника; *г* — шероховатость рабочих поверхностей подшипника.

Теоретически центр вала может достичь точки O — центра расточки вкладыша при бесконечно большом числе оборотов. Таким образом, наиболее возможное смещение центра вала под влиянием масляного клина (фиг. 94) составляет влево четверть диаметрального зазора, а вверх — половину его.

Следует отметить существующее неправильное мнение, что вертикальная расцентровка уплотнений ротора, вызываемая тепловым расширением лап в конструкциях, где лапы опираются на стойки подшипников ниже плоскости разъема, компенсируется всплыванием ротора на масляной пленке.

Исследованиями пусков паровых турбин доказано, что указанное всплывание ротора на масляной пленке происходит раньше, чем подъем корпуса, обусловливаемый расширением лап. Поэтому в первый период времени пуска изменение радиальных зазоров, вызываемое всплыванием ротора, не компенсируется расширением лап.

Наибольшая величина давления масла (фиг. 94, *б*) вблизи самого узкого места масляного клина может достигать значения 9,8—29,4 *бар* (10—30 *атм*) и более.

На этой же фиг. 94, *б* показаны эпюры скоростей масла в различных точках по окружности масляного зазора. Скорость масла у поверхности шейки вала равна ее окружной скорости, а у поверхности внутренней расточки вкладыша она равна нулю. В масляном зазоре верхней половины вкладыша закон изменения скоростей представлен прямой линией. В суживающемся по направлению вращения клиновидном зазоре в нижней половине вкладыша на прямолинейный закон изменения скорости накладывается параболическая эпюра скоростей вытекания масла в сторону, обратную вращению ротора.

В расширяющемся клиновидном зазоре после самого узкого места на прямолинейный закон изменения скорости также накладывается изменение скорости вытекания масла. В последнем случае направления скоростей совпадают. За счет указанного совпадения направлений скоростей и расширения масляного клина давление масла постепенно уменьшается до величины $p_u = 0{,}67 \div 1{,}18$ *бар* (0,7—1,2 *ати*); при этом давлении масло подается в подшипник.

На фиг. 94, *в* приведено изменение давления и распределение скоростей масла вдоль оси подшипника. Скорости масла от центра вкладыша к его краям нарастают с параболическим изменением по толщине слоя. Распределение давления по оси подшипника происходит по параболической кривой. Максимальная величина давления — в середине подшипника и минимальная — у его торцов.

Из рассмотренного случая следует, что для образования жидкостного трения в подшипнике должно соблюдаться равенство суммы проекций сил давления в масляном слое на направление нагрузки P шейки ротора с величиной нагрузки P.

Величина минимальной толщины масляной пленки h_{min} возрастает с увеличением вязкости масла, числа оборотов ротора и уменьшением нагрузки на подшипник.

Температура масла 35—45° С при входе в подшипник принята из условия получения оптимальной вязкости специального масла марок Л, УТ или Т (см. табл. 36) для работы системы регулирования и получения достаточной величины h_{min} масляной пленки. При понижении температуры вязкость масла возрастает до значения, при котором образования сплошной масляной пленки может и не быть.

Нагрузка на подшипник характеризуется в основном массой ротора, приходящейся на данный подшипник. Допустимое удельное давление для опорного подшипника определяется многими факторами. Основной из них — толщина масляного слоя h_{min} в наиболее тонком месте. Она должна превышать суммарную высоту микронеровностей на поверхностях шейки вала и вкладыша.

Шейки валов обрабатываются по 9-му классу чистоты поверхности $\nabla 9$ со средней высотой неровностей $\delta' = 0{,}8 \div 1{,}6$ *мкн*, а вкладыш по 7-му классу чистоты $\nabla 7$ — с $\delta'' = 3{,}2 \div 6{,}3$ *мкн*. Суммарная высота неровностей поверхностей приблизительно равна 8 *мкн*. Следует также учитывать возможную конусность, эллиптичность, бочкообразность шейки вала, уменьшение зазора вследствие теплового расширения шейки вала, перекос оси вала относительно оси вкладыша и некоторую вибрацию вала на масляном слое.

В дополнение к рассмотренному следует считаться с тем, чтобы толщина масляного слоя $h_{\min}$ была больше высоты микронеровностей шейки вала и вкладыша при возможно низком числе оборотов, желательно, не больше 200—300 *об/мин*. В противном случае на малом числе оборотов при пуске турбины подшипник будет быстро срабатываться. Соблюдение этого требования приводит к получению на полных оборотах толщины масляного слоя

$$h_{\min} = kh_{крит} \approx 0{,}015 \div 0{,}04 \text{ мм}, \qquad (36)$$

где $k \geqslant 1{,}5 \div 2$ — коэффициент запаса надежности жидкостного трения в подшипнике;

$h_{крит} \approx 10 \div 15$ *мкн* $\approx 0{,}01 \div 0{,}015$ *мм*.

Для соблюдения условия жидкостного трения допускается удельное давление на опорный подшипник до 1,96 *Мн/м²* (20 *кГ/см²*) при окружной скорости до 60 *м/сек*. В [16] рекомендуется при расчете опорного подшипника принимать удельное давление, вычисленное по весу ротора без учета центробежных сил от неточной балансировки равным 0,78—0,98 *Мн/м²* (8—10 *кГ/см²*). При меньшем удельном давлении увеличиваются потери мощности в подшипниках, а при большем 1,27—1,47 *Мн/м²* (13—15 *кГ/см²*) наблюдаются натиры и износ баббитовой заливки вкладыша при вращении ротора на валоповороте с $n = 2 \div 4$ *об/мин*.

В правильно рассчитанных, сконструированных и хорошо изготовленных опорных подшипниках после нескольких лет нормальной эксплуатации турбины при ревизии в верхней и в нижней половинах вкладыша можно наблюдать следы механической обработки на поверхности баббитовой заливки (следы от резца и шабера).

Масло, подаваемое в подшипник, предназначается для образования масляного клина при жидкостном трении и отвода тепла, выделяемого трением, и тепла, передаваемого по валу от горячих частей турбины.

Это количество тепла существенно зависит от общей конструкции турбины. В целях уменьшения нагрева корпуса подшипника, получаемого лучеиспусканием от цилиндра турбины, между корпусом подшипника и его вкладышем применяют различного рода экраны. Часть тепла подшипника отдается наружной поверхностью его корпуса и крышкой. Величина такой теплоотдачи

зависит от вентиляции указанных поверхностей, причем количество тепла, полученного от турбины, как правило, больше отводимого в окружающую среду.

Безопасно допустимой температурой масла на выходе из подшипников турбины считается 70° С, так как при дальнейшем повышении температуры вязкость масла понижается, вследствие чего масляная пленка становится минимальной $h_{\min}$. Кроме того, при температуре выше 70° С начинается интенсивное окисление масла, которое быстро стареет.

Через место, где масляный слой имеет минимальную толщину $h_{\min}$, проходит в среднем от 0,15 до 0,4 всего масла, подводимого к подшипнику. Поэтому чем меньше величина $h_{\min}$, тем меньше масла будет проходить в узком сечении, где выделяется наибольшая часть тепла от трения, в результате чего масло нагревается значительно выше средней температуры на выходе из подшипника. При слишком малой величине $h_{\min}$ проходящее здесь масло будет чрезмерно нагреваться и быстро портиться, особенно, если еще шейка вала будет горячая.

Из рассмотренного следует, что непосредственное трение поверхностей шейки вала по внутренней расточке вкладыша происходит в его нижней половине при числе оборотов от нуля до 30—40 в минуту, когда происходит усиленный износ заливки вкладышей.

В новейших отечественных турбинах и некоторых турбинах фирм Броун-Бовери, Аллис-Чалмерс и др. предусматриваются валоповоротные устройства, обеспечивающие вращение ротора со скоростью 40—50 *об/мин* и более, при которой создается несущая масляная пленка. Такими устройствами предотвращается износ баббитовой заливки подшипников при вращении ротора валоповоротным устройством во время пуска или останова турбины.

Ранее турбины выпускались с валоповоротными устройствами, вращающими ротор со скоростью 2—4 *об/мин*.

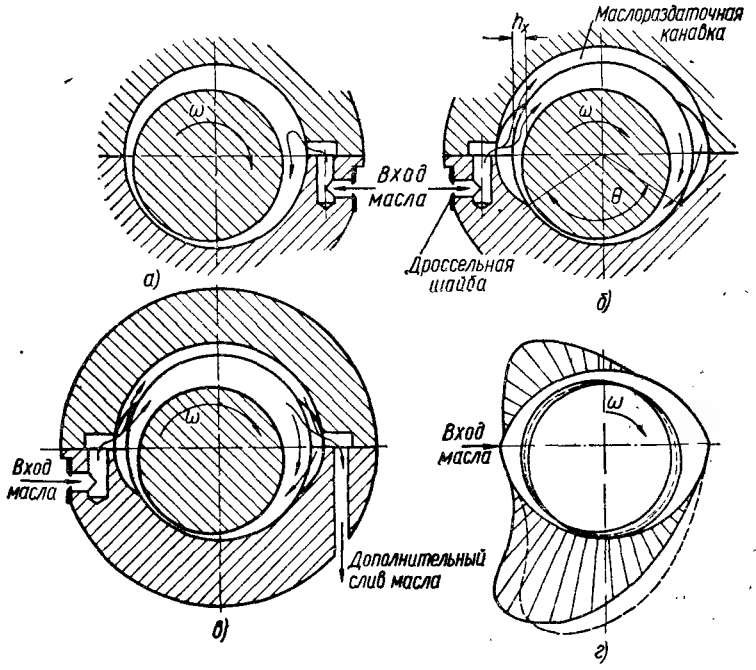
§ 24. КОНСТРУКЦИИ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

На работу опорного подшипника большое влияние оказывают места подвода и отвода масла, организация распределения масла по шейке вала внутри вкладыша, вид расточки вкладыша и величины зазоров между шейкой вала и расточкой вкладыша. На фиг. 95 представлены схемы подвода масла, отвода и распределения его внутри подшипника.

Каналы для подвода масла выполняются обычно в нижних половинах вкладышей в виде сверлений или залитой во вкладыш трубки с выходом к горизонтальному разъему (см. фиг. 98, 99). Перед входом масла в опорный подшипник устанавливается дозирующая диафрагма (дроссельная шайба) для возможности регулирования количества масла, подводимого в подшипники при

пробных пусках турбины. По температуре масла на выходе из подшипника судят о количестве масла, и в случае несоответствия заменяют дозирующую диафрагму другой с бо́льшим или меньшим проходным сечением, тем самым изменяют расход масла в подшипник.

При подводе масла со стороны сужения масляного клина (фиг. 95, *а*) холодное масло попадает в масляный клин, но зазор



Фиг. 95. Схемы подвода масла и расточек вкладыша:

а, б, в — цилиндрическая расточка; *г* — овальная расточка.

между шейкой вала и расточкой верхней половины вкладыша может не заполняться, поэтому охлаждение вала будет недостаточным. Если требуется интенсивное охлаждение вала, такой подвод масла непригоден. При подводе со стороны выхода из масляного клина (фиг. 95, *б*) масло вначале поступает в верхнюю половину вкладыша, охлаждает шейку вала и затем затягивается в клиновидный зазор, расположенный в нижней половине.

Для увеличения зазора h_x, определяющего расход масла, во вкладышах делается развал (фиг. 95, *б*), который не доходит до торцов вкладыша и поэтому не увеличивает слив масла в осевых направлениях. С диаметрально противоположной стороны вкладыша также делается развал для улучшения условий питания маслом масляного клина. В верхней половине вкладыша

делается маслораздаточная канавка (фиг. 95, *б*), увеличивающая поток масла, охлаждающего шейку вала и питающего масляный клин почти холодным маслом. Маслораздаточная канавка выполняется кольцевой в середине вкладыша или наклонной и не доходит до торцов вкладыша, при этом слив масла через них существенно не увеличится. В случае необходимости интенсивного охлаждения шейки вала применяется схема подвода масла по фиг. 95, *в* с усиленным потоком масла за счет дополнительного слива масла со стороны, диаметрально противоположной его подводу.

В современных турбинах применяют цилиндрическую и овальную расточки баббитовой заливки опорных вкладышей. При цилиндрической расточке нижняя половина вкладыша пришабривается по шейке вала на дуге 60° (фиг. 95, *б*, *в*). Верхний масляный зазор между шейкой и баббитовой заливкой обычно принимается приблизительно 0,0015 диаметра шейки с минимально допустимым зазором 0,2 *мм*. Величина бокового зазора с каждой стороны может быть принята приблизительно 0,001 диаметра шейки вала.

У плоскости разъема делается развал (холодильник) вкладыша для лучшего питания маслом — создания масляного клина. У торцов в нижней половине вкладыша с обеих сторон делаются скосы на длине 10—20 *мм* глубиной около 0,02 *мм*.

При эллипсной расточке (фиг. 95, *г*) во время вращения ротора в верхней левой четверти образуется некоторый масляный клин, и в нем повышается давление масла, которое отжимает вал в положение, показанное пунктиром. Место расположения минимальной толщины масляного слоя h_{min} переместится вправо и вниз, а сама величина h_{min} уменьшится. В этом случае эпюра сил давления в масляном клине сместится, как показано пунктиром. Таким образом, смещение центра вала при эллипсной расточке будет меньше, чем при цилиндрической.

При возникновении вибрации вала она будет отчасти гаситься за счет демпфирующих свойств масляного клина верхней половины вкладыша. Недостатком эллипсной расточки является то, что подшипник работает с меньшей величиной h_{min} по сравнению с цилиндрической расточкой и поэтому будет более чувствителен к перекосам, загрязнению масла, т. е. потребует более тщательной обработки расточки вкладыша и шейки вала.

При овальной (эллиптической) расточке вкладышей боковые зазоры между шейкой вала и расточкой вкладыша примерно в 2 раза больше верхнего зазора, равного 0,001 диаметра вала и каждый из них равен $0{,}002 d_{вала}$.

Поверхность вкладыша получается путем расточки с диаметром, равным $d_{раст} = d_в + 0{,}004\, d_в$.

При растачивании вкладыша по разъему двух половин устанавливаются технологические прокладки толщиной $h = 0{,}003 d_в$.

При чистовой расточке снимается слой баббита до 0,5 *мм* при подаче резца 0,1 *мм* за один оборот и скорости вращения 30—40 *об/мин*. После удаления прокладок расточка вкладыша принимает овальную форму, обеспечивающую требуемые боковые и вертикальный зазоры. Величины зазоров, прокладок и диаметров расточек вкладышей опорных подшипников турбин ЛМЗ приведены в табл. 26.

Таблица 26

Диаметр расточки, боковые и верхние зазоры и толщина прокладок при овальной расточке вкладышей турбин ЛМЗ

	Диаметр шейки ротора d в *мм*	Толщина прокладки в *мм*	Диаметр расточки вкладыша с прокладкой в *мм*	Верхний зазор в *мм*	Боковой зазор на сторону в *мм*
Турбина	$(250 \div 350)^{-0,35}_{-0,40}$	1,0	$d^{+1,05}_{+0,95}$	0,45 0,30	0,72 0,65
Турбина	$(350 \div 400)^{-0,40}_{-0,45}$	1,0	$d^{+1,05}_{+0,95}$	0,50 0,35	0,75 0,67
Турбина	$(400 \div 450)^{-0,45}_{-0,50}$	1,0	$d^{+1,05}_{+0,95}$	0,55 0,40	0,77 0,70
Генератор	$d_{-0,04}$	1,0	$d^{+1,45}_{+1,35}$	0,50 0,35	0,75 0,67

Дальнейшей пришабровки поверхности вкладыша по шейке вала не производится.

При овальной расточке вкладышей поверхность, на которую опирается шейка вала, должна быть в виде узкой полосы.

Опорные подшипники в зависимости от конструкции наружной поверхности вкладышей имеются двух видов: жесткие и самоустанавливающиеся.

Жесткие вкладыши с цилиндрической опорной наружной поверхностью разделяются, в свою очередь, на нерегулируемые (фиг. 96) и регулируемые (см. фиг. 98).

Самоустанавливающиеся вкладыши, имеющие наружную опорную поверхность шаровой формы, показаны на фиг. 99.

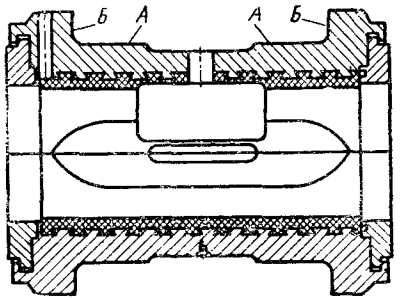
Перечисленные конструкции вкладышей состоят из двух половин, соединяемых по плоскости горизонтального разъема. При сборке плоскость горизонтального разъема вкладыша должна совпадать с плоскостью разъема корпуса подшипника и разъема цилиндра. Малейшие отступления при сборке подшипника могут привести к нарушению радиальных зазоров и повлечь к вибрации турбины.

Внутренняя поверхность различных типов вкладышей выполняется принципиально одинаковой конструкции. При этом в стальных или чугунных вкладышах она заливается антифрикционным сплавом — бабитом марки Б-83.

Поверхность вкладышей под заливку баббитом протачивается обычно с кольцевыми и продольными пазами в виде ласточкина хвоста, а иногда для упрощения технологического процесса обработки пазы типа ласточкина хвоста растачиваются по винтовой линии.

Цилиндрическая поверхность маслораздаточной канавки вкладыша (масляного кармана) делается без баббитовой заливки (см. фиг. 98) или с тонким слоем баббита (см. фиг. 99).

Оставление тонкого слоя баббита в канавке вкладыша преследует цель сохранить сплошность слоя баббита, чтобы исключить проникновение масла под баббитовую заливку, влекущее за собой отслаивание баббита.



Фиг. 96. Жесткий нерегулируемый вкладыш.

Для предупреждения попадания масла в концевые уплотнения во вкладышах делаются кольцевые канавки, в которые собирается масло, откуда оно через сверления или паз в нижней половине вкладыша стекает в корпус подшипника. Кольцевые канавки подшипника ограничиваются маслоотбойными кольцами (лабиринтовыми уплотнениями) (фиг. 98) или кольцевым баббитовым поясом (фиг. 99). В дополнение к этому в подшипниках еще устанавливаются паро-маслоотбойные уплотнения. Попадание масла из подшипников на горячие части турбины приводит к сгоранию масла, появлению дыма и загрязнению конденсата, а проникновение пара из уплотнений в подшипники приводит к порче и быстрому старению масла.

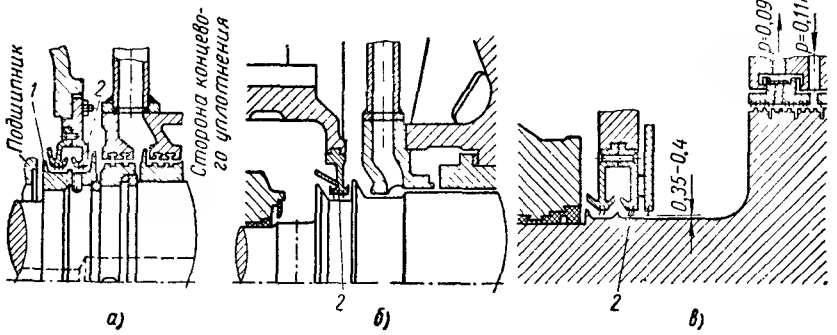
На фиг. 97 представлены различные типы паро- и маслоотбойных уплотнений. В конструкции фиг. 97, *а* на вал с натягом посажена втулка *1*, которая стопорится от проворачивания винтом. Втулка *1* имеет с обеих сторон выступы, которые служат для предотвращения прямого задувания пара в подшипник и наоборот, попадания масла в уплотнение. В корпусе подшипника крепится маслоотбойник *2*, состоящий из двух половин. В маслоотбойнике *2* (дефлекторе) имеются лабиринтовые уплотнения обычного типа и козырьки, образующие кольцевые впадины. Масло или капли конденсата, попадая в эти кольцевые впадины, стекают вниз, откуда удаляются через специальные сверления.

На фиг. 97, *б* приведена бесвтулочная конструкция паро- и маслоотбойных уплотнений. Отличие данной конструкции от рассмотренной выше заключается в том, что выступы с обеих сторон маслоотбойника *2* выполнены на валу.

В конструкции фиг. 97, *в* такого выступа на валу не делается, так как и без него диаметр уплотнения намного превышает диаметр шейки вала, чем исключается прямое попадание пара в подшипник.

Со стороны, противоположной уплотнениям, масло из вкладыша стекает в корпус подшипника.

В паровых турбинах случаи выплавления баббитовой заливки опорных вкладышей вследствие нарушения маслоснабжения подшипников встречаются очень редко. При таком аварийном состоянии турбина быстро останавливается. Вал во время выбега ротора может просесть на величину толщины баббитовой заливки обычно 2,5 *мм*, вследствие чего поверхность шейки вала при вращении в чугунных



Фиг. 97. Различные типы паровых и маслоотбойных уплотнений.

или стальных вкладышах будет изнашиваться. В этом случае радиальные зазоры лабиринтовых уплотнений выбираются из-за чего происходит трение вала в них. В уплотнениях жесткого типа наблюдается наибольший износ.

В судовых турбинах, а иногда и в стационарных применяют вкладыши опорных подшипников с бронзовыми или латунными поясками, не залитые баббитом (фиг. 96), расположенные с обеих сторон вкладыша шириной 10—25 *мм*. При нормальной эксплуатации турбины шейка вала не касается этих поясков, так как в нижней части вкладыша имеется радиальный зазор 0,5—0,75 *мм*, принятый из условий безаварийности работы уплотнений. В случае выплавления баббитовой заливки вкладышей подшипника шейка вала вращается на дополнительных поясках, а во время остановки турбины поврежденную заливку вкладышей восстанавливают.

В стационарных турбинах отечественного производства и зарубежных фирм подобные конструкции, как правило, не применялись, что объясняется большой редкостью обезмасливания

подшипников и применением подвижных (с пружинами) уплотнений.

С ростом параметров пара и мощности требования к надежности турбин повышаются. Поэтому в некоторых современных турбинах ХТГЗ и ЛМЗ крупных мощностей предусматриваются аварийные масляные емкости, устанавливаемые на крышках подшипников. При нарушении маслоснабжения подшипников во время аварийной остановки турбины масло из этих емкостей обеспечивает подшипники смазкой.

Техническими условиями на обработку вкладышей подшипников являются: 1) овальность и конусность наружного посадочного диаметра вкладыша по отношению к внутренней его расточке допускаются в пределах половины допуска на диаметр;

2) не перпендикулярность торцов к оси цилиндрической поверхности допускается 0,05 *мм*;

3) плоскость разъема должна проходить через ось наружного посадочного диаметра.

На фиг. 96 представлен жесткий нерегулируемый с цилиндрической наружной поверхностью вкладыш, который посадочными поясками *А* опирается на расточку в корпусе подшипника. Торцовые поверхности *Б* выступов подшипника служат для фиксирования вкладыша в корпусе подшипника в осевом направлении.

В современных турбинах нерегулируемые жесткие вкладыши, как правило, не применяются. Причиной этому является сложность и большая трудоемкость пригонки цилиндрических наружных посадочных поверхностей *А* к расточке корпуса подшипника. Пригонка поверхностей *А* производится по краске покачиванием вкладыша на 3—10°, после чего по натирам краски опиливают и пришабривают посадочные пояски вкладыша.

Прилегание посадочных поверхностей вкладыша к расточке должно быть не менее 50% ширины посадочного пояска с незначительными перерывами по длине окружности.

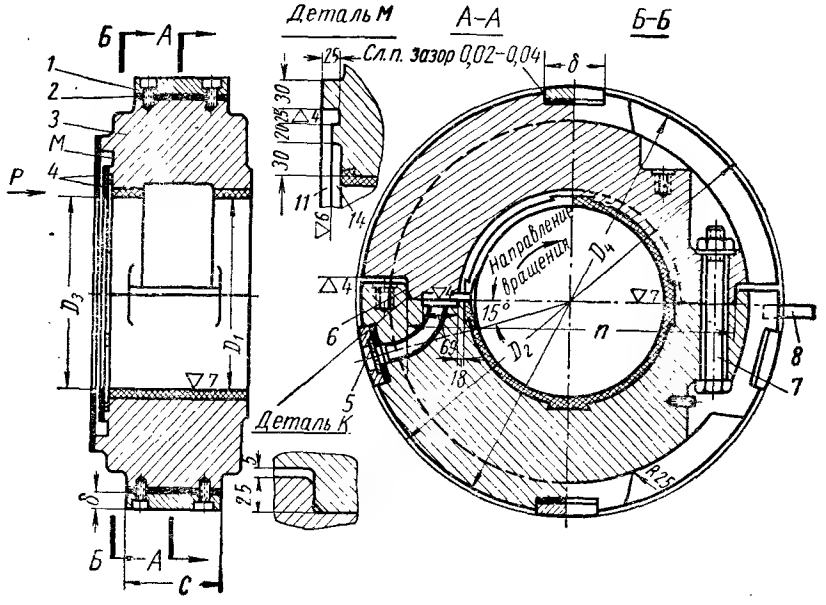
При сборке суммарный осевой зазор между буртиками *Б* и торцовыми поверхностями расточки корпуса подшипника допускается в пределах 0,05 *мм* — 0,15 *мм*.

Верхняя половина вкладыша подгоняется к крышке подшипника идентично пригонке нижней половины к его корпусу.

Недостатком этого вкладыша является невозможность его радиального перемещения относительно корпуса подшипника. В случае необходимости изменения радиального положения вкладыша его перемещение производится вместе с корпусом подшипника или путем перемещения оси внутренней расточки вкладыша по отношению к наружным цилиндрическим посадочным местам.

На фиг. 98 представлен регулируемый вкладыш опорных подшипников современных турбин ЛМЗ.

Для радиальной установки вкладыша служат четыре установочные подушки *1* (три в нижней половине и одна в верхней половине), которые крепятся винтами. Между подушками *1* и вкладышем *3* прокладываются стальные калиброванные прокладки *2*. Подбором толщины этих прокладок достигается требуемое радиальное положение вкладыша. Перед закрытием подшипника подобранный пакет прокладок различной толщины заменяется двумя-



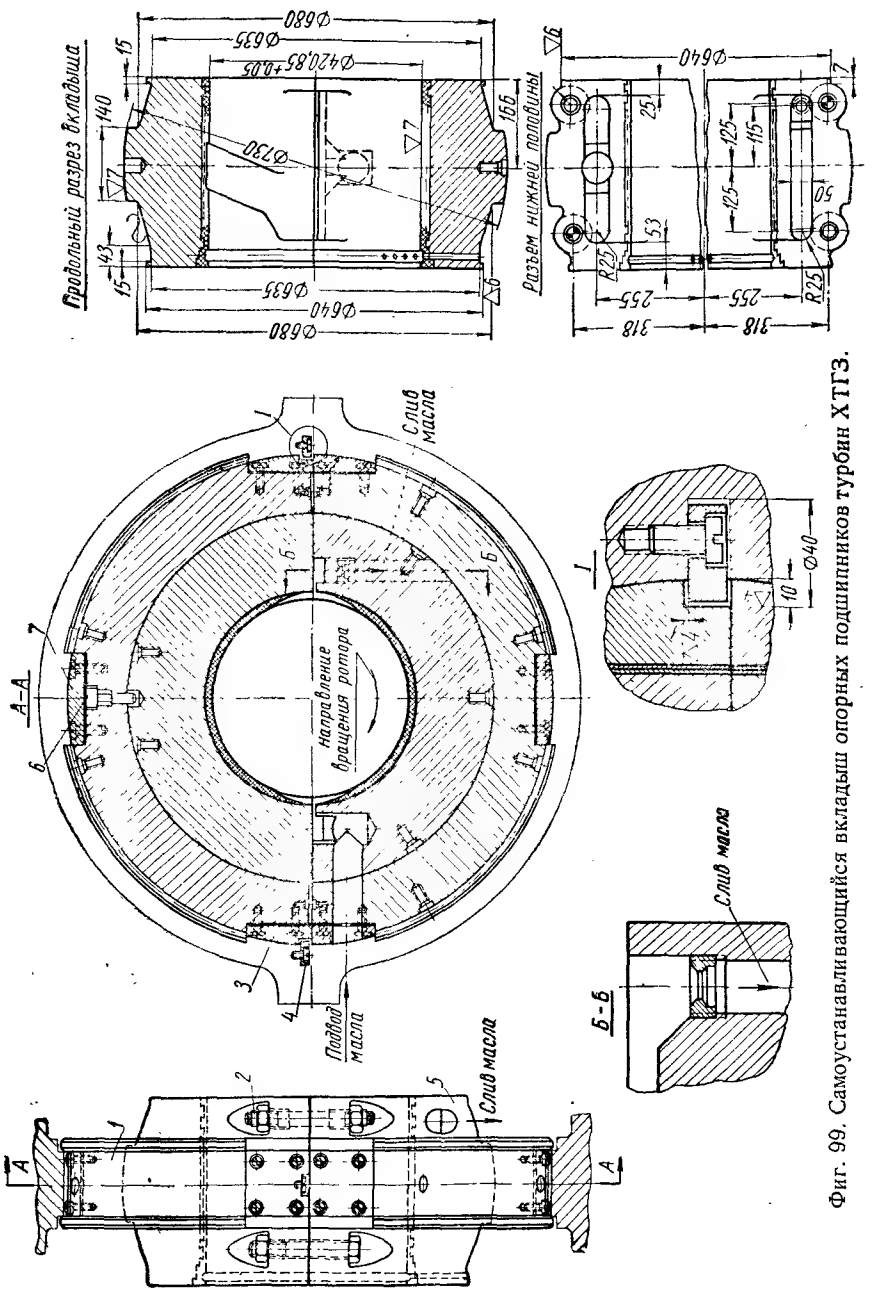
Фиг. 98. Жесткие регулируемые вкладыши ∅ 250—450 *мм* опорных подшипников турбин ЛМЗ.

тремя прокладками, по толщине равноценными общей толщине пакета. Чтобы исключить возможные разрушения, выпадение или смещение прокладок от вибрации, что может повлечь перекрытие маслоподводящих отверстий в диафрагме *5*, минимальная толщина прокладок подшипника в его разъеме не должна быть менее 0,05 *мм*.

При сборке подшипника все три подушки нижней половины вкладыша плотно пригоняются к расточке его корпуса, затем под нижней подушкой уменьшают толщину прокладок на величину 0,05—0,07 *мм*.

Правильно установленный на две боковые подушки вкладыш под действием силы тяжести ротора и обжатия верхней половины своей нижней подушкой ляжет на поверхность расточки корпуса.

При сборке турбины между верхней подушкой и крышкой подшипника обеспечивается натяг в пределах 0,1—0,15 *мм*. Этот натяг обеспечивает нормальную работу подшипника при темпе-



Фиг. 99. Самоустанавливающийся вкладыш опорных подшипников турбин ХТГЗ.

ратурном расширении крышки за счет ее нагрева от горячих частей турбины.

Обе половины вкладыша по горизонтальному разъему связаны болтами *7* и замком *6*, препятствующим поперечному перемещению его верхней половины относительно нижней. От вращения и сдвига в продольном направлении вкладыш удерживается стопорной пластиной *8*, расположенной в гнезде горизонтального разъема корпуса подшипника.

На фиг. 99 изображен самоустанавливающийся с шаровой наружной поверхностью вкладыш *5* опорных подшипников турбин ХТГЗ. По горизонтальному разъему подшипника половинки вкладыша соединяются четырьмя болтами *2*, два из которых являются призонными, для центровки верхней половины по нижней. От проворачивания вкладыш удерживается цилиндрическим штифтом *6*, расположенным в верхней половине. Вкладыш с наружной шаровой поверхностью вставляется в установочное кольцо *1*, которое, в свою очередь, центрируется в корпусе подшипника на четырех подушках *3* и *7* подобно регулируемому вкладышу фиг. 98. Плотность прилегания шаровой поверхности вкладыша достигается шабрением по сфере установочного кольца или его шлифованием на токарном станке с помощью специального приспособления. Установочное кольцо от проворачивания удерживается двумя шпонками *4*, расположенными на горизонтальном разъеме корпуса подшипника.

§ 25. РАСЧЕТ ОПОРНОГО ПОДШИПНИКА

Существует несколько методик расчета опорного подшипника. Здесь рассмотрим порядок расчета по методу, разработанному канд. техн. наук Д. Ш. Кодниром. Результаты расчета по данной методике близки к экспериментальным данным.

Введем основные обозначения, необходимые для расчета:

D, R — диаметр и радиус подшипника в *м*;

d, r — диаметр и радиус шейки вала в *м*;

$\delta = D - d$ — диаметральный зазор в *м*;

$\psi = \frac{D-d}{d}$ — относительный зазор;

e — эксцентрицитет шейки в подшипнике в *мм*;

$\chi = \frac{e}{R-r}$ — относительный эксцентрицитет;

$\varepsilon = 1/\chi$ — обратная величина относительного эксцентрицитета;

L — длина рабочей поверхности вкладыша в *м*;

P — грузоподъемность подшипника конечной длины (сила, передаваемая шейкой вала на вкладыши) в *н* (*кГ*).

Грузоподъемность подшипника P вычисляется по формуле Д. Ш. Коднира

$$\frac{P\psi^2}{\mu u L} = \frac{2{,}04\,[1-(1-\chi)^4]}{(1-\chi)\left\{1+\left(\frac{d}{L}\right)^2[0{,}12+2{,}31\,(1-\chi)]\right\}}.$$

Минимальная толщина масляной пленки вычисляется по уравнению

$$h_{min} = R - r - e = \frac{D-d}{2}(1-\chi) = \frac{\psi d}{2}(1-\chi) = \frac{\delta}{2}(1-\chi), \quad (37)$$

где

$$\psi = \frac{D-d}{d}; \quad D - d = \psi d;$$

$$\delta = D - d; \ \delta = \psi d;$$

$$d \text{ в } мм; \ \delta \text{ в } мм.$$

Из формулы (37) получим $1-\chi = \frac{2h_{min}}{\psi d}$. Подставляя значение $1-\chi$ в формулу безразмерного коэффициента грузоподъемности $\frac{P\psi^2}{\mu u L}$, получим

$$\frac{P\psi^2}{\mu u L} = \frac{1{,}02\left[1-16\left(\frac{h_{min}}{\psi d}\right)^4\right]}{\frac{h_{min}}{\psi d}\left[1+\left(\frac{d}{L}\right)^2\left(0{,}12+4{,}62\,\frac{h_{min}}{\psi d}\right)\right]}.$$

Из формулы следует, что грузоподъемность подшипника P возрастает с увеличением окружной скорости шейки вала u, вязкости масла μ, уменьшением толщины пленки h_{min} и увеличением отношения $\frac{L}{d}$. При данном h_{min} грузоподъемность P с увеличением относительного зазора ψ снижается.

Графическая зависимость коэффициента грузоподъемности представлена на фиг. 100, *а*. Задаваясь значением $\frac{L}{d}$ и вычислив безразмерный коэффициент грузоподъемности

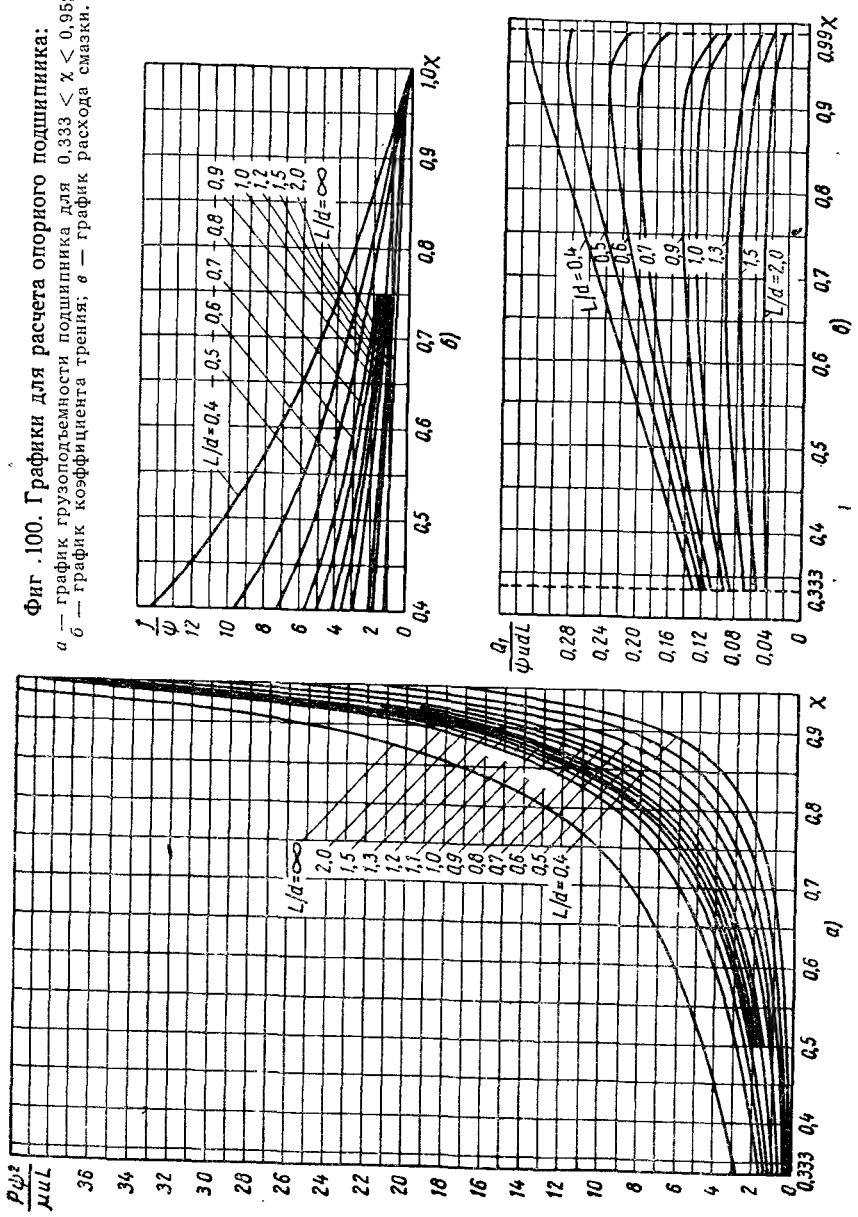
$$\frac{P\psi^2}{\mu u L},$$

где P в *н* (*кГ*); μ в *н·сек/м²* (*кг·сек/м²*); u в *м/сек*, по кривым фиг. 100, *а* находим величину относительного эксцентрицитета χ.

Чисто жидкостное трение в подшипнике обеспечивается при значении коэффициента запаса надежности по уравнению (36)

$$k = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geqslant 1{,}5 \div 2,$$

где $h_{кр} = 0{,}01 \div 0{,}015$ *мм*.



Фиг. 100. Графики для расчета опорного подшипника:
а — график грузоподъемности подшипника для $0{,}333 < \chi < 0{,}95$; *б* — график коэффициента трения; *в* — график расхода смазки.

Коэффициент трения в нижней нагруженной половине вкладыша подшипника определяется по формуле

$$\frac{f}{\psi} = 0{,}15 + (2{,}15 - 1{,}92\chi)\left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^2 (2{,}43 - 2{,}31\chi)\right]. \quad (38)$$

Величину $\frac{f}{\psi}$ можно определить также при помощи графика фиг. 100, *б*, построенного по формуле (38).

Из уравнения (38) следует, что коэффициент трения f в нижней половине вкладыша зависит только от конструктивных величин $\frac{L}{d}$, ψ и режимного фактора — относительного эксцентриситета χ. Он не зависит от вязкости масла, скорости вращения и других параметров, если только при изменении их толщина масляной пленки сохраняется постоянной.

Коэффициент трения в верхней половине вкладыша определяется по формуле

$$f' = \frac{1{,}5\mu u L}{\psi P}, \quad (39)$$

где μ в *н·сек/м²* (*кг·сек/м²*); u в *м/сек*; L в *м*, P в *н* (*кГ*).

Величина f' значительно меньше коэффициента трения f в нижней половине вкладыша, поэтому ею иногда пренебрегают.

Мощность, затрачиваемая на трение в подшипнике, определяется по уравнению

$$N_r = \frac{P(f + f')u}{102} \text{ квт}, \quad (40)$$

где P в *н* (*кГ*); u в *м/сек*.

Количество масла Q — в *м³/сек*, вытекающее через торцы подшипника под действием давления, развивающегося в масляном слое. Коэффициент расхода масла через нижний вкладыш под действием гидродинамического давления масла определяется по уравнению (41) или для облегчения расчета по графику фиг. 100, *в*, построенному по этому уравнению:

$$\frac{Q_1}{\psi u d L} = \frac{\chi(0{,}95 - 0{,}844\chi)}{\left(\frac{L}{d}\right)^2 + 2{,}43 - 2{,}31\chi}; \quad (41)$$

отсюда определяется расход масла Q_1. Под действием давления p_e масло подается к подшипнику и вытекает через торцы вкладыша.

Расход масла Q_2 под действием давления подачи p_e определяется по уравнению

$$Q_2 = \frac{0{,}516\delta^{3,4} p_e \sigma}{d^{0,4}\mu\lambda^{0,2}} \text{ м}^3/\text{сек}; \quad (42)$$

здесь

$$\lambda = \frac{\mu n}{p_{cp}};$$

n — число оборотов вала в минуту;

$p_{cp} = \frac{P}{Ld}$ — среднее удельное давление на подшипник в $н/м^2$ ($кГ/м^2$).

$$\sigma = \left(1 + \frac{d}{L}\right)^{1,2}.$$

Полный расход масла находится по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2 \ м^3/сек. \tag{43}$$

В расчете подшипника обычно принимают, что количество подводимого тепла от горячих частей турбины по валу и от корпуса подшипника равно количеству тепла, отдаваемого в окружающую среду лучеиспусканием и конвекцией.

Тепловой баланс подшипника составляется по количеству тепла, эквивалентного работе трения по всей поверхности вкладыша, и по количеству тепла, отводимого маслом.

В результате трения по всей поверхности вкладыша выделяется количество тепла, определяемое уравнением

$$\left.\begin{aligned} W &= P\,(f + f')\,u \cdot 10^{-3} \ кдж/сек; \\ W &= \frac{102 N_r}{427} = \frac{P\,(f + f')\,u}{427} \ ккал/сек. \end{aligned}\right\} \tag{44}$$

Такое количество тепла W должно быть отведено израсходованным маслом $Q = Q_1 + Q_2 \ м^3/сек$.

$$\left.\begin{aligned} W &= c\varrho Q\,(t_{вых} - t_{вх}) \ кдж/сек, \\ \text{где } \varrho &\text{ — плотность масла в } кг/м^3; \\ W &= c\gamma Q\,(t_{вых} - t_{вх}) \ ккал/сек, \end{aligned}\right\} \tag{45}$$

где c — удельная теплоемкость масла в *кдж/кг·град* (*ккал/кг·град*);

γ — удельный вес масла в $кг/м^3$;

$t_{вых}$ и $t_{вх}$ — температуры масла на выходе из подшипника и входе в него в °С.

Приравнивая уравнения (44) и (45), определим величину повышения температуры масла в подшипнике:

$$\left.\begin{aligned} \Delta t &= t_{вых} - t_{вх} = \frac{P\,(f + f')\,u \cdot 10^{-3}}{c\varrho Q}; \\ \Delta t &= t_{вых} - t_{вх} = \frac{P\,(f + f')\,u}{427 c\gamma Q}. \end{aligned}\right\} \tag{46}$$

Пример расчета опорного подшипника

Данные для расчета:

Диаметр шейки вала . . . . . $d = 300$ *мм*

Число оборотов вала . . . . . $n = 3000$ *об/мин*

Нагрузка подшипника . . . . . $P = 176\,520$ *н* ($P = 18\,000$ *кГ*)

Окружная скорость $u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 3000}{60} = 47$ *м/сек*.

Давление подачи масла в подшипник $p_e = 5,9 \cdot 10^4$ $н/м^2$ ($p_e = 0,6$ *ати* $= 0,6 \cdot 10^4$ $кГ/м^2$).

Масло турбинное марки Л (см. § 31): плотность $\varrho = 900$ $кг/м^3$, удельный вес $\gamma = 8826$ $н/м^3$ ($\gamma = 900$ $кг/м^3$). Задаемся средней температурой масла в подшипнике $t_{cp} = 50°$ С. Теплоемкость масла $c = 1,9678$ *кдж/кг·град* ($c = 0,47$ *ккал/кг·°С*).

При $t_{cp} = 50°$ С коэффициент кинематической вязкости масла $\nu = 20$ *сст*, т. е. $0,2$ *ст* $= 0,2$ $см^2/сек = 0,2 \cdot 10^{-4}$ $м^2/сек$. Коэффициент динамической вязкости

$$\mu = \varrho\nu = \frac{8826 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 10^4} = 0,0178 \ н \cdot сек/м^2;$$

$$\mu = \varrho\nu = \frac{\gamma\nu}{g} = \frac{900 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 10^4} = 0,00183 \ кГ \cdot сек/м^2.$$

Расчет данного опорного подшипника сведен в табл. 27.

Отношение $\frac{L}{d}$ часто принимают равным 0,8—1,0.

Относительный зазор в расчете (3-я строка табл.) принимается в пределах $\psi = \frac{\delta}{d} = 0,002 \div 0,0035$, который с увеличением диаметра уменьшается.

Отсюда $\delta = \psi d = 0,00267 \cdot 300 = 0,8$ *мм*. Коэффициент трения (10-я строка табл.) $f = 1,5\psi = 1,5 \cdot 0,00267 = 0,004$.

Расход масла через нижнюю половину вкладыша (14-я строка табл.) $Q_1 = 0,13\psi u d L = 0,13 \cdot 0,00267 \cdot 47 \cdot 0,3 \cdot 0,3 = 0,00147 м^3/сек$.

Обе величины, полученные по расчету (21-я и 22-я строка табл.), $t_{вх} = 46°$ С и $t_{вых} = 54°$ С являются приемлемыми.

Коэффициент запаса $k = 6,67$ надежности жидкостного трения (8-я строка табл.) больше величины $k = 1,5 \div 2$, обеспечивающей жидкостное трение.

Полученная величина коэффициента запаса свидетельствует о грузоподъемности подшипника значительно больше заданной.

Таблица 27

Расчет опорного подшипника

№ по пор.	Расчетные формулы	Размерность	Результаты вычисления
1	$\frac{L}{d}$ (принимается)		1
2	L	*мм*	300
3	$\psi = \frac{\delta}{d} = 0{,}002 \div 0{,}0035$ (принимается)		0,00267
4	$\frac{P\psi^2}{\mu u L}$		5
5	χ — по графику фиг. 100, *а*		0,75
6	$h_{\min} = \frac{\psi d}{2}(1-\chi)$	*мм*	0,1
7	$h_{кр} = 0{,}01 \div 0{,}015$ (принимается)	*мм*	0,015
8	$k = \frac{h_{\min}}{h_{кр}} \geqslant 1{,}5 \div 2$		6,67
9	f/ψ — по графику фиг. 100, *б*		1,5
10	f		0,004
11	$f' = \frac{1{,}5\mu u L}{\psi P}$		0,0008
12	$\left(N_r = \frac{Pu(f+f')}{102}\right)$ $N_r = P(f+f')u \cdot 10^{-3}$	*квт*	39,5
13	$\frac{Q_1}{\psi u d L}$ — по графику фиг. 100, *в*	—	0,13
14	Q_1	*м³/сек*	0,00147
15	$\sigma = \left(1 + \frac{d}{L}\right)^{1,2}$		2,3
16	$P_{ср} = \frac{P}{Ld}$	*н/м²*	$196 \cdot 10^4$
17	$\lambda = \frac{\mu n}{p_{ср}}$		$2{,}75 \cdot 10^{-5}$
18	$Q_2 = \frac{0{,}516\delta^{3,4} p_e \sigma}{d^{0,4}\mu\lambda^{0,2}}$	*м³/сек*	0,00153

№ по пор.	Расчетные формулы	Размерность	Результаты вычисления
19	$Q = Q_1 + Q_2$	*м³/сек*	0,003
20	$\left(\Delta t = \frac{Pu(f+f')}{427c\gamma Q}\right)$ $\Delta t = \frac{Pu(f+f')\cdot 10^{-3}}{c\varrho Q}$	°C	8
21	$t_{вх} = t_{ср} - \frac{\Delta t}{2}$	°C	46
22	$t_{вых} = t_{ср} + \frac{\Delta t}{2}$	°C	54

§ 26. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Из рассмотренных условий работы опорных подшипников следует, что их материал должен быть достаточно мягким и пластичным, обладать хорошими антифрикционными качествами (износоустойчивостью, прирабатываемостью вкладыша к шейке вала, малыми коэффициентами полужидкостного и сухого трения, противостоять наволакиванию сплава заливки на поверхность шейки вала). В то же время антифрикционные сплавы подшипников должны быть достаточно прочными и твердыми для того, чтобы выдержать нагрузку, создаваемую ротором. Для получения качественной заливки вкладыша сплав должен обладать легкоплавкостью, высокой жидкотекучестью и прочным сцеплением с металлом вкладыша.

В отечественном турбостроении для заливки опорных подшипников применяется высокооловянистый баббит Б-83. Иногда из-за экономии дефицитного баббита Б-83 для заливки только верхних половин вкладышей применяют баббит Б-16.

Химический состав, физические и механические свойства баббита Б-83 и Б-16 даны в табл. 28—30.

Таблица 28

Химический состав оловянных и свинцовых баббитов по ГОСТ 1320-55

Марка баббита	Содержание элементов в %			
	Sn	Sb	Cu	Pb
Б-83	Основа	10—12	5,5—6,5	—
Б-16	15—17	15—17	1,5—2,0	Основа

Таблица 29

Механические и физические свойства баббитов при 20° С

Механические свойства	Б-83	Б-16
E в $Мн/м^2$	47 072	29 420—39 227
σ_p в $Мн/м^2$	46	47,1
σ_s в $Мн/м^2$	65,7	—
σ_B в $Мн/м^2$	88,3	76,5
δ в %	6,0	0,2
ψ в %	1,3	—
σ_{-p} в $Мн/м^2$	68,6	46,1
σ_{-s} в $Мн/м^2$	80,4	84,3
σ_{-B} в $Мн/м^2$	113	119,6
$\sigma_{-1в}$ в $Мн/м^2$	24,5	22,6
$a_н$ в $кдж/м^2$	106	13,7
HB	30	30
Коэффициент трения со смазкой	0,005	0,006
Коэффициент трения без смазки	0,28	0,25
Физические свойства		
(Удельные вес). Плотность в $кг/см^3$	7,4	7,3
Коэффициент линейного расширения ($\times 10^6$) при 20—150° С	22	24
Теплопроводность в $вт/м \cdot град$ при 20° С	33,5	25,1

Баббит Б-83 представляет собой сплав на основе олова Sn с добавками сурьмы Sb и меди Cu, а баббит Б-16 — сплав на основе свинца Pb. Основная мягкая масса баббита Б-83, характеризуемая высокой пластичностью и вязкостью, является раствором сурьмы и небольшого количества меди в олове. Он очень близок по свойствам к олову, но тверже и прочнее его.

Медь с оловом образует твердые кристаллы большого удельного веса в виде звездочек и иголочек. Олово с сурьмой образуют

Таблица 30

Допустимые рабочие температуры, скорости скольжения и удельные нагрузки

Условия работы	Б-83	Б-16
Допустимая рабочая температура в °С	100	100
Допустимая напряженность работы подшипника [$p \cdot v$, $Мн/м^3 \cdot м/сек$] при спокойной нагрузке	14,7 и выше	$\leqslant 5{,}9$
То же, при ударной нагрузке	9,8 и выше	—

твердые кристаллы в виде кубиков с меньшим удельным весом. Оба эти вида кристаллов представляют собой твердые и относительно хрупкие фазы, которые вкраплены в мягкую массу раствора олова, сурьмы и небольшого количества меди. От их формы и распределения по поверхности вкладыша зависят антифрикционные свойства баббита.

При нормальной работе подшипника твердые кристаллы меди с оловом, олово с сурьмой благодаря своей твердости противостоят механическому износу. При вибрации ротора кристаллы сплава воспринимают ударную нагрузку и передают ее мягкой массе, которая является буфером, смягчающим удары.

Нормальная работа подшипника зависит от структуры баббита, которая в большой степени определяется режимом и методом заливки. Режим заливки вкладышей должен способствовать образованию небольших твердых кристаллов, равномерному их распределению по всей массе металла и обеспечивать хорошее сцепление с поверхностью вкладыша.

В современном турбостроении широкое применение нашел центробежный способ заливки вкладышей, при котором за счет интенсивного перемешивания под действием центробежных сил происходит отжатие жидкого баббита к внутренней поверхности вкладыша, чем обеспечивается хорошая плотность баббитовой заливки без раковин и пористости.

Для достижения хорошего качества заливки центробежным способом должны быть правильно выбраны число оборотов, температура нагрева баббита и вкладыша перед заливкой, а также скорость охлаждения вкладыша после заливки. Число оборотов шпинделя станка центробежной заливки вкладыша определяется в зависимости от r — радиуса (в *см*) рабочей поверхности вкладыша по уравнению

$$n = \frac{1240}{\sqrt{r}} \text{ об/мин.} \qquad (47)$$

Неправильно выбранные число оборотов и скорость охлаждения вкладыша после заливки баббитом могут привести к удалению от трущихся поверхностей кристаллов меди и олова, обладающих большим удельным весом и ранней кристаллизацией при температуре 364° С, когда баббит до температуры 240° С еще находится в жидком состоянии. Имея большой удельный вес, под влиянием центробежной силы кристаллы меди и олова прижмутся к поверхности вкладыша, а на поверхности трения их не будет. В результате указанные обстоятельства приведут к ускоренному износу баббита и наволакиванию его на шейку вала.

Таким образом, для получения хорошей структуры баббита необходимо сократить до минимума время охлаждения от момента образования твердых кристаллов при температуре 364° С до температуры затвердения баббита 240° С. Температура баббита перед заливкой должна быть не выше, чем на 30—50° С его температуры плавления. Поверхность металла хорошо залитого вкладыша должна быть гладкой, серебристой, блестящей, а излом — мелкозернистым и однородным.

Перегрев баббита перед заливкой приводит к склонности растрескивания его и увеличению хрупкости. Вид поверхности заливки должен быть темно-серый или синеватый, а излом металла — крупнозернистый, как и при замедленном охлаждении.

Чтобы избежать окисления баббита при центробежной заливке, струя жидкого баббита должна быть короткой, мощной и беспрерывной.

Перед заливкой вкладыш очищают от грязи, обезжиривают в нагретом до 80—90° С водном растворе каустической соды (10—15% по весу), после чего промывают горячей водой.

Затем поверхность, подлежащую заливке, смазывают соляной кислотой, травленой цинком, играющей роль флюса, предохраняющего поверхность вкладыша от окисления.

Незаливаемые поверхности окрашивают меловым раствором, после чего вкладыш подогревают в электропечи до 220—240° С. Перед заливкой вкладыш лудят путем погружения его в ванну с расплавленным оловом при температуре 270—280° С.

Вынутый из ванны вкладыш протирают щеткой, смоченной в растворе нашатыря с водой, для получения равномерного покрытия оловом всей заливаемой поверхности. Раньше применялся ручной способ заливки вкладышей, при котором верхняя и нижняя половины вкладышей заливаются отдельно, что дает возможность для верхней половины применять более дешевый баббит Б-16. Качество заливки при ручном способе хуже, чем при центробежном, и припуски на обработку больше.

Более качественная заливка вкладышей получается при способе заливки под давлением. Однако этот способ до настоящего времени в турбостроении широкого распространения не нашел.

Требования по подготовке к такому способу заливки, лужению и др. такие же, как и в случае центробежной заливки.

Качество заливки подшипников контролируют химическим анализом и металлографическим исследованием, проверяют также плотность приставания баббита к вкладышу. Для исследования качества баббита предусматривают специальный припуск по длине заливки.

Из этого припуска берут стружку для химического анализа, образцы для микро- и макроскопического анализа. Плотность соединения баббитовой заливки с вкладышем проверяют простукиванием молотком, при этом издаваемый звук должен быть звонким; в случае плохого соединения звук становится дребезжащим или глухим.

Для проверки плотности приставания баббита применяют также керосиновую пробу. При этом вкладыш обильно смазывают керосином, затем насухо вытирают, после чего баббит сильно прижимают к корпусу вкладыша. Керосин, проникший в места неплотного соединения, выступает наружу, чем обнаруживаются эти места.

Если на вкладышах после заливки обнаружатся раковины, поры и другие дефекты, глубина которых превышает припуски на механическую обработку, то для исправления их можно применить наплавку или напайку баббитом. В этом случае поврежденные участки баббита предварительно засверливают или подрубают до здоровой поверхности заливки и зачищают до металлического блеска. Для наплавки в качестве присадочного материала применяют прутки из баббита. Поврежденный участок вкладыша или колодки упорного подшипника с помощью ацетилено-кислородной горелки или паяльника нагревают до начала оплавления поверхности баббита, после чего в полость вырубленного дефекта вводят расплавленный присадочный материал. В зависимости от глубины вырубки подпайка может производиться в один или несколько слоев.

Подобным методом производится исправление вкладышей с частичным отставанием баббита по разъему. При этом отставший баббит вырубают до металла корпуса, после чего поверхность вырубленного участка смазывают соляной кислотой протравленной цинком, и покрывают оловом. Затем в вырубленный участок вводят присадочный материал. При расплавлении баббитового присадочного прутка не следует вводить его в ядро факела горелки.

§ 27. НАЗНАЧЕНИЕ И УСЛОВИЯ РАБОТЫ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Упорные подшипники служат для восприятия осевого давления, действующего на ротор, и фиксируют положение ротора по отношению к статору турбины.

Фиксация положения ротора по отношению к статору турбины. В паровых турбинах установленные при монтаже осевые зазоры при различных режимах работы изменяются. Происходящие изменения зазоров зависят главным образом от конструктивных и эксплуатационных факторов.

При конструировании турбин предусмотреть в полной мере изменения осевых зазоров, которые могут быть при эксплуатации, практически невозможно. Для этого необходимы экспериментальные данные по измерению зазоров в подобных турбинах при различных режимах работы.

Как правило, при проектировании новых турбин величины осевых зазоров между вращающимися и неподвижными деталями в проточной части и в уплотнениях выбирают пропорционально расстоянию от упорного подшипника. При этом имеют в виду наибольшие изменения длины ротора относительно статора, происходящие во время пусков и остановах турбин.

Упорные подшипники устанавливаются со стороны впуска пара в цилиндр высокого давления для создания:

1) меньших осевых зазоров в проточной части в среде наибольшей плотности пара, где любые утечки пара в большой мере сказываются на экономичности турбины;

2) наименьших осевых зазоров в передних концевых уплотнениях, где количество уплотнительных гребней наибольшее, в целях сокращения длины уплотнения.

На фиг. 101 приведены характерные схемы расположения упорных подшипников в турбинах с различным количеством цилиндров.

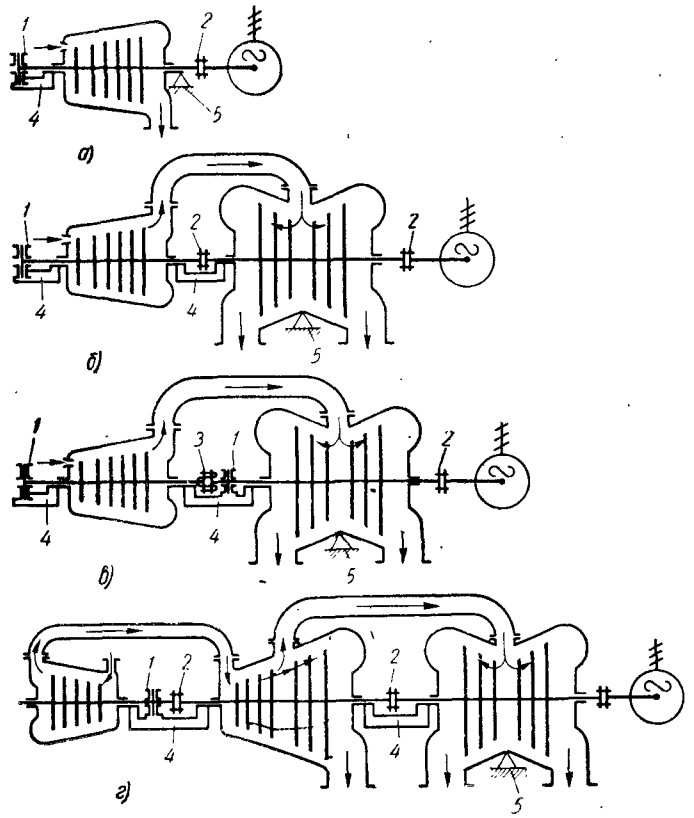
На фиг. 101, *а* представлено расположение упорного подшипника в передней части одноцилиндровой турбины.

В двухцилиндровых турбинах (фиг. 101, *б*) при соединении ротора ц. в. д. и ц. н. д. жесткой в осевом направлении соединительной муфтой (жесткой или полужестской) устанавливают один упорный подшипник со стороны впуска пара в ц. в. д.

При такой конструкции изменение осевых зазоров в ц. н. д. происходит за счет относительного теплового расширения ротора ц. н. д., суммированного с относительным тепловым расширением ротора ц. в. д., передаваемым на ц. н. д.

В двухцилиндровых турбинах (фиг. 101, *в*) при соединении роторов ц. в. д. с ц. н. д. подвижной муфтой (гибкой, кулачковой или зубчатой) для каждого ротора применяют свой упорный подшипник. При такой конструкции тепловое расширение ротора ц. в. д. по отношению к своему статору при различных режимах не влияет на изменение осевых зазоров в ц. н. д. Изменение зазоров в ц. н. д. здесь происходит только за счет относительного теплового расширения ротора и статора. Поэтому в турбинах фиг. 101, *в* осевые зазоры в ц. н. д. могут предусматриваться меньших величин, чем в турбине фиг. 101, *б*.

В трехцилиндровых турбинах (фиг. 101, *г*) отечественными заводами и иностранными фирмами обычно применяются жесткие муфты в осевом направлении (жесткие или полужесткие), поэтому в них устанавливается один упорный подшипник. В целях



Фиг. 101. Схемы расположения упорных подшипников в турбинах:

а — одноцилиндровой; *б* — двухцилиндровой с жесткой муфтой; *в* — двухцилиндровой с гибкой муфтой; *г* — трехцилиндровой, где: *1* — упорный подшипник; *2* — жесткая в осевом направлении соединительная муфта; *3* — подвижная соединительная муфта; *4* — корпус подшипника; *5* — фиксирующая точка цилиндра (опорные подшипники не показаны).

приближения в них величин осевых зазоров к двухцилиндровым турбинам упорный подшипник устанавливается между цилиндрами высокого и среднего давления.

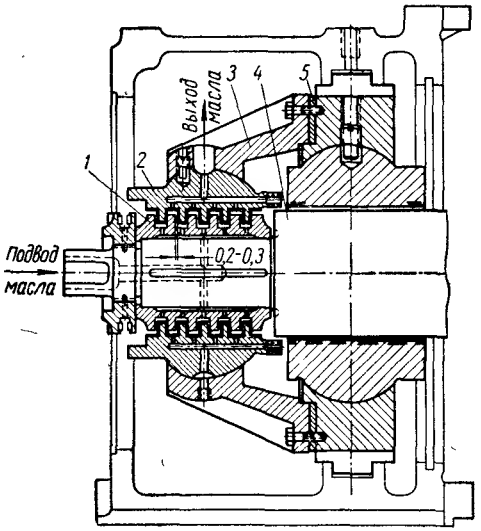
Роторы турбины и генератора соединяются жесткой муфтой (обычно полужесткой), поэтому в генераторе упорного подшипника не делается, так как осевое давление, возникающее в нем, воспринимается упорным подшипником турбины.

В случае применения подвижной муфты в генераторе устанавливается отдельный упорный подшипник.

§ 28. КОНСТРУКЦИИ И СМАЗКА УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

В паровых турбинах применяются упорные подшипники двух типов: гребенчатые и сегментные (колодочные).

На фиг. 102 представлен подшипник гребенчатого типа, который состоит из корпуса *3* и гребенчатой подушки *2*. Эти детали выполнены каждая из двух половин, соединенных по горизонтальному разъему болтами.



Фиг. 102. Упорный подшипник гребенчатого типа:

1 — гребенчатая втулка на валу ротора; *2* — гребенчатая упорная подушка; *3* — корпус подшипника; *4* — вал ротора; *5* — прокладка.

На вал ротора с натягом насажена гребенчатая втулка *1*. Рабочие упорные поверхности гребенчатой подушки *2* заливаются баббитом марки Б-83 для обеспечения работы подшипника при выдавливании масляной пленки между трущимися поверхностями упорных гребней втулки *1* и подушки *2*. Разбег ротора в упорном подшипнике ограничивается размером 0,2—0,3 *мм*.

Масло для смазки упорного подшипника подводится через центральное и радиальные отверстия в валу ротора турбины и радиальные каналы в гребенчатой втулке.

В современных стационарных турбинах, несмотря на простоту конструкции, гребенчатые упорные подшипники не применяются из-за несовершенства смазки, так как в них нет условий для создания масляного клина, необходимого для обеспечения жидкостного трения. Полужидкостное трение и неравномерность распределения давления между упорными гребнями в этой конструкции определяют небольшую величину до 0,78 *Мн/м*² (8 *кГ/см*²) допустимого удельного давления.

В стационарных современных турбинах применяются упорные подшипники исключительно колодочного (сегментного) типа.

Образование масляного клина при работе является основой конструкции упорных подшипников колодочного типа.

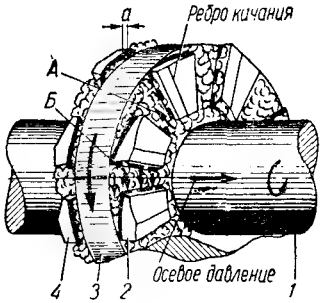
На фиг. 103 дана схема образования масляного клина в упорных подшипниках колодочного типа с поворотными колодками.

Упорные колодки установлены в неподвижной обойме упорного подшипника (на фиг. 103 не показана), имеют возможность поворачиваться вокруг ребра качения.

Масло к упорным колодкам подается в направлении от вала и протекает между колодками к периферии от него (показано стрелкой *А*) за счет давления, создаваемого упорным диском.

При вращении ротора прилегающий слой масла за счет сил сцепления между маслом и торцовой поверхностью упорного гребня затягивается под упорные колодки. Следующие слои масла, обладая вязкостью, также движутся в направлении клиновидного зазора (показано стрелкой *Б*). Так как масло является несжимаемой жидкостью, то при непрерывном его поступлении повышается давление, которое поворачивает каждую колодку вокруг ребра качения.

Между упорными поверхностями колодок, залитыми баббитом, и поверхностью упорного диска создается клинообразный масляный слой. Образование масляного клина в упорном подшипнике от образования масляного клина в опорном подшипнике имеет существенное различие. В упорном подшипнике при малых оборотах во время пуска или останова при полужидкостном трении (характер которого зависит от материалов соприкасающихся поверхностей) осевое давление имеет минимальное значение, приближающееся к нулю. В опорном же подшипнике при том же полужидкостном трении действует полная весовая нагрузка ротора. Отсюда следует, что требования хорошей прирабатываемости и минимального коэффициента трения в режиме ограниченной смазки для упорных подшипников паровых турбин не имеют такого значения, как для опорных подшипников.



Фиг. 103. Схема образования масляного клина в упорном подшипнике колодочного типа:

1 — вал; *2* — рабочие упорные колодки; *3* — упорный диск (гребень); *4* — нерабочие (установочные) колодки.

По мере возрастания скорости вращения ротора при пуске турбины образуется масляный клин (жидкостное трение), но осевое давление практически еще не увеличивается, поэтому давление в масляном клине упорного подшипника будет мало.

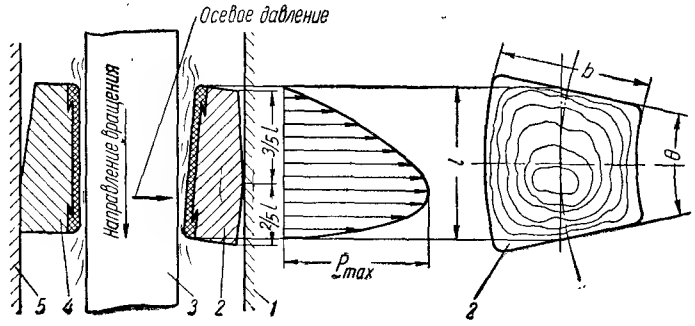
По мере увеличения нагрузки турбины с ростом осевого давления в образовавшемся масляном клине упорного подшипника давление масла увеличивается.

Эпюра давлений масла в клиновидном слое и распределение давлений по поверхности колодки (изобары) показаны на фиг. 104.

Распределение давления масла по всей площади колодки и величина максимального давления зависят от геометрических размеров колодки и расположения ребра качения.

Для получения масляного клина сегменты опираются своей задней стороной на ребро качения. При вращении упорного гребня масло оказывает давление на колодку; центр давления

масла с точкой опоры (ребром качения) колодки не совпадает. Равнодействующая P давления масла и равная ей, но противоположно направленная реакция R образуют пару сил, удерживающую сегмент в наклонном положении по отношению к боковой плоскости гребня. Для правильной работы подшипника большое значение имеет надлежащий выбор точки (ребра) опоры колодки. Опора колодки располагается эксцентрично. Наибольший допускаемый эксцентрицитет $\frac{e}{l} \cdot 100$ принимается до 20%, при этом l — длина дуги колодки в окружном направлении по среднему радиусу; e — расстояние между геометрическим центром колодки и ее точкой опоры. При слишком большой величине эксцентрицитета образуется очень тонкая масляная пленка, непрерывность которой нарушается, вследствие чего происходит частичное сухое металлическое трение. С другой стороны, колодки с центральными опорами выдерживают меньшую нагрузку и имеют несколько больший коэффициент трения.



Фиг. 104. Изменение давления масла в клиновидном слое:
1, 5 — неподвижные опоры; *2* — рабочая колодка; *3* — упорный гребень; *4* — установочная колодка.

Обычно ребро качения, вокруг которого поворачивается колодка, делит дугу на среднем диаметре колодки в отношении 3 : 2, т. е. $\frac{e}{l} \cdot 100 = 10\%$ с более короткой частью со стороны выхода масла из колодки. Для получения равенства зазора по длине выходной кромки линия качения располагается параллельно выходной кромке сегмента (колодки).

Линия качения иногда наклоняется к выходной кромке с таким расчетом, чтобы наибольший щелевой зазор получался у выходной кромки на большем радиусе сегмента. Это делают для более равномерного распределения давления масла, учитывая большую скорость масла на периферии колодки.

При радиальном расположении линии качения в турбинах более раннего выпуска наименьший щелевой зазор был при наибольшем радиусе колодки, поэтому нередко наблюдался износ верхней части выходных кромок колодки.

Отношение ширины колодки по окружности среднего диаметра к ее радиальной высоте принимается в пределах $\frac{l}{b} = 0{,}75 \div 1{,}25$, обычно $l \approx b$.

Отношение толщины колодки T к ее ширине l принимается $\frac{T}{l} = 0{,}3 \div 0{,}35$. Число колодок принимается от 6 до 20; а чаще всего от 8 до 12. Среднее удельное давление принимается $p_{cp} = 0{,}98 \div 2{,}45$ *Мн/м²* (10—25 *кГ/см²*). Допускаемое повышение температуры масла в упорном подшипнике $\Delta t = 5 \div 14°$ С, а при максимальном режиме — до 20° С. Максимальная температура на выходе не должна превышать 65—70° С.

Отношение суммарной площади колодок zF к общей площади кольца $F_z = 2\pi r_{cp} b$ колеблется в пределах $\frac{zF}{F_z} = 0{,}467 \div 0{,}85$, соответственно меняется удельное давление.

При жидкостном трении в упорном подшипнике должно выдерживаться условие равенства суммы равнодействующих сил давления масла всех колодок с осевым давлением. Величина толщины минимальной пленки масла находится в прямой зависимости от окружной скорости (от числа оборотов и диаметра упорного диска), вязкости масла и в обратной зависимости от величины осевого давления. Для обеспечения жидкостного трения в упорном подшипнике толщина масляной пленки у выходной кромки колодки должна иметь больше шероховатостей поверхностей упорного гребня, поверхностей колодок и прогиб упорного гребня подшипника.

Поверхность упорного гребня обрабатывается по 9-му классу чистоты ▽9 со средней высотой неровностей $\delta' = 0{,}8 \div 1{,}6$ *мк*, а поверхность колодок — по 7-му классу чистоты ▽7 с $\delta'' = 3{,}2 \div 6{,}3$ *мк*, т. е. $\delta' + \delta'' \approx 10$ *мкн* $\approx 0{,}01$ *мм*.

Условием жидкостного трения в упорном подшипнике является

$$h_{min} > y_{max} + 0{,}01 \ (мм), \qquad (48)$$

где h_{min} — величина минимального зазора у выходной кромки сегмента;
y_{max} — прогиб упорного диска.

Обычно величина $y_{max} \leqslant 0{,}01$ *мм*.

Давление масла при входе на колодки является очень важным фактором для образования масляного клина, определяющего несущую способность подшипника.

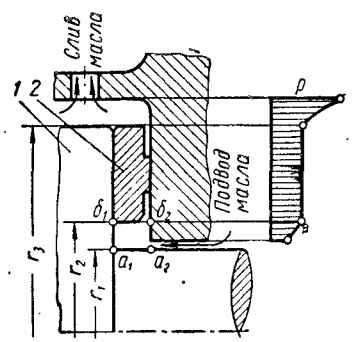
В малогабаритных подшипниках с высокой скоростью вращения (6000—10 000 *об/мин*) влияние давления сказывается даже в большей степени, чем влияние геометрических форм колодок, чистоты обработки, температуры масла и другие.

Для подшипников, работающих при средней окружности порядка 50 *м/сек*, давление перед колодками

иметь не менее $p_u = 0{,}49$ *бар* (0,5 *ати*). Наиболее надежная работа упорных подшипников, допускающих перегрузку до 29,4 *Мн/м*² (300 *кг/см*²), была достигнута в конструкции КТЗ, где давление масла на входе было 5,9 или 9,8 *бар* (6 или 10 *кг/см*²).

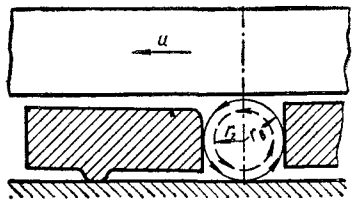
Для объяснения влияния давления на входе в упорный подшипник рассмотрим явления, происходящие в кольцевом объеме $a_1a_2б_1б_2$ на фиг. 105 и в объеме между колодками на фиг. 106.

В кольцевом объеме $a_1a_2б_1б_2$, заключенном между валом и внутренней поверхностью колодок, жидкость движется со средней угловой скоростью $\omega_m = (0{,}4—0{,}3)\,\omega_{вала}$ в зависимости от конструктивного исполнения — в основном за счет влияния радиальных каналов между колодками (для случая движения жидкости между вращающимся диском и кожухом принимают скорость $\omega_m = 0{,}5\,\omega_{вала}$).



Фиг. 105. Эпюра давлений масла по радиусу упорного диска:

1 — упорный диск; *2* — колодка.



Фиг. 106. Схема образования масляного вихря между упорными колодками.

Тогда изменение давления по радиусу в объеме $a_1a_2б_1б_2$ определяется по формуле

$$p_б - p_a = \frac{\gamma}{2g}\,\omega_m^2 \int_{r_1}^{r_2} r\,dr = \frac{\gamma\omega_m^2}{2g}\left(r_2^2 - r_1^2\right). \qquad (49)$$

В опытах КТЗ эта разница давлений в объеме $a_1a_2б_1б_2$ достигала 0,2 *бар* (0,2 *кг/см*²) (фиг. 105).

Если в конструкции подшипника в объеме у наружной поверхности диска имеет место вращение некоторого объема масла, то возможно дальнейшее повышение давления на 0,2—0,3 *бар* (0,2 — 0,3 *кг/см*²).

Сумма приращений давлений по радиусу определяет насосный эффект упорного диска, который позволяет объяснить возникновение значительных разрежений внутри подшипника даже при наличии избыточного давления на сливе. Явления, связанные с напорным эффектом диска, зависят от величины давления масла в системе смазки, величины дросселирования на входе и подпора

При рассмотрении изменения давления в радиальном канале между двумя колодками предположим, что в нем масло вращается с постоянной угловой скоростью (фиг. 106). Разница давлений в центре и на периферии масляного вихря может быть определена так:

$$p_в - p_0 = \frac{\gamma}{2g}\,u_в^2, \qquad (50)$$

где $u_в$ — окружная скорость на периферии вихря, может быть принята $u_в = (0{,}2—0{,}4)\,u$ в зависимости от выполнения радиальных каналов между колодками;

$p_в$ — давление на периферии вихря, задано условиями маслоснабжения подшипника; оно может быть принято равным давлению $p_в = p_б$ (фиг. 105) с тыльной стороны колодки. Откуда давление в центре вихря

$$p_0 = p_в - \frac{\gamma}{2g}\cdot u_в^2.$$

Давление p_0 зависит от давления $p_в$ и квадрата окружной скорости $u_в^2$ на периферии вихря.

При $\frac{\gamma}{2g}\,u_в^2 > p_в$ в центре вихря образуется вакуум, произойдет разрыв сплошности жидкости в центральной части вихря и образуется газовый пузырь. Эксперименты КТЗ и зарубежной фирмы ББЦ показывают, что вихрь между колодками имеет застойный характер, и газовый пузырь, имеющийся в центре масляного вихря, потоком масла не смывается. Размеры газового пузыря будут тем больше, чем меньше давление в корпусе $p_в$, которое уменьшается при недостаточном сечении дроссельной шайбы на входе, снижении давления масла в системе и недостаточном подпоре на выходе из подшипника.

Малая толщина масляной оболочки вихря ($r_в - r_г$), отделяющая рабочую поверхность упорного диска от газового пузыря, может привести к ухудшению питания масляного клина и даже к разрыву несущей масляной пленки. Точная количественная оценка этих явлений очень сложна.

Для практической оценки указанных явлений на КТЗ была проведена серия опытов с разрушением подшипников (табл. 31), работающих в одинаковых условиях, но с различным давлением масла на входе в подшипник (после дроссельной шайбы).

Проведение опытов было максимально приближено к эксплуатационным условиям в отношении качества обработки поверхностей скольжения, степени очистки масла, его температуры, содержания пены и т. д.

Обращает на себя внимание (табл. 31) то обстоятельство, что в подшипнике № 3 ввиду значительно меньших скоростей ($n = 3000$ *об/мин*) высокая разрушающая удельная нагрузка

Таблица 31

Зависимость разрушающей удельной нагрузки от давления перед колодками

№ подшипников	Рабочее число оборотов в минуту	Наружный и внутренний диаметр в *мм*	Количество колодок	Центральный угол активной площади колодки в *град*	Давление масла перед подшипником в *бар*	Давление масла перед колодками в *бар*	Разрушающая удельная нагрузка в *Мн/м²*
1	8000	160/95	10	25	0,59	0,00 0,10 0,34 0,43	⩽3,9 >5,9 10,8 14,7
2	6700	160/100	8	33	9,8	9,8	⩾34,3
3	3000	230/130	10	30	0,59	0,2	>9,8

более 9,8 *Мн/м²* (100 *кг/см²*) была получена уже при давлении масла перед колодками 0,2 *бар* (0,2 *кг/см²*).

Полученные данные справедливы только для конкретной конструкции подшипника и не могут быть использованы для выведения общей количественной оценки, однако характер явлений обнаруживается вполне определенно.

При конструировании подшипников для улучшения питания масляного клина рационально организуются потоки масла в подшипнике и повышают уровень давления масла для препятствия образованию газовых пузырей или уменьшения их размеров.

Повышение уровня давления масла достигается различными путями:

1. Организацией слива в самой верхней точке подшипника (фиг. 107 и 110).

2. Повышением подпора на сливе масла из подшипника с помощью установки дроссельных шайб (см. фиг. 110).

3. Созданием повышенного давления: 5,9—9,8 *бар* (6—10 *кг/см²*) масла непосредственно перед входом в подшипник (см. фиг. 111).

Основное требование, предъявляемое к конструкции и сборке упорного подшипника, — равномерное распределение нагрузки на все упорные колодки с учетом возможных отклонений упорного диска ротора во время работы от положения его в состоянии покоя.

Толщина колодок для равномерного распределения осевого усилия между ними, т. е. для увеличения несущей способности упорного подшипника, должна быть одинаковой, при этом разность в толщине колодок допускается до 0,02 *мм*. Такая точность толщины колодок достигается шабрением поверхности баббитовой заливки. Колодки при измерении разности толщины индикатором с ценой деления 0,01 *мм* кладутся баббитовой поверхностью на проверочную плиту.

При сборке подшипника производят проверку правильности прилегания колодок к упорному диску. Перед проверкой насухо вытирают диск и колодки, так как краска искажает результаты. Вал отжимают в сторону проверяемых колодок и поворачивают его на 2—3 оборота. Затем разбирают подшипник и подшабривают колодки, имеющие неравномерный по поверхности или больший по величине натир по сравнению с другими колодками.

После первых опробований турбины под нагрузкой в течение нескольких часов на всех колодках следы наработки должны быть одинаковыми в виде узкой полосы у выходной кромки по всей высоте в радиальном направлении.

Со стороны входа масла на колодке обязательно делается закругление радиусом 2—4 *мм*.

Колодки изготовляются из бронзы или латуни. Рабочая сторона колодок, обращенная к упорному диску, заливается баббитом марки Б-83. Толщина баббитовой заливки делается 1,5 *мм*, т. е. меньше наименьшего осевого зазора в проточной части турбины. В случае аварийного расплавления баббитовой заливки колодок ротор смещается на 1,5 *мм*, при этом срабатывает реле осевого сдвига, воздействующее на стопорный и регулирующие клапаны, доступ пара прекращается, и турбина останавливается.

Во время выбега ротора турбины осевое давление практически равно нулю, вследствие чего трение между упорным гребнем и бронзовой поверхностью колодок не приводит к значительному повреждению торцовой поверхности упорного диска. При этом задевания вращающихся деталей о неподвижные в проточной части турбины не происходит.

Для фиксирования осевого положения ротора с обратной стороны упорного диска располагаются установочные колодки. Эти колодки обычно несут значительно меньшую нагрузку, чем рабочие колодки, и в очень малой степени подвержены износу, поэтому они могут выполняться меньших размеров.

Если позволяет конструкция упорного подшипника, иногда установочные и рабочие колодки для простоты их изготовления делают одинаковых размеров.

Расстояние между рабочими и установочными колодками делается больше толщины упорного диска — таким, чтобы при нажиме упорного гребня к рабочим колодкам между установочными колодками и упорным гребнем был осевой зазор 0,4—0,6 *мм*. Этот зазор называется разбегом ротора в упорном подшипнике. Величина разбега ротора выбирается из условий создания масляного клина, т. е. в зависимости от окружной скорости и вязкости масла. При малом осевом разбеге клиновидный масляный зазор между поверхностью диска и рабо-

чими колодками создается под действием осевого усилия в сторону рабочих колодок, а также между поверхностью упорного диска и установочными колодками за счет повышения давления масла в результате заноса его упорным диском под установочные колодки.

Таким образом, в конечном итоге рабочие колодки нагружаются сверх величины осевого давления.

С другой стороны, увеличение разбега ротора при внезапном изменении нагрузки турбины вызывает внезапное изменение осевого усилия не только по величине, но, иногда, и по направлению, что может привести к ударной нагрузке колодок.

В современных турбинах в большинстве случаев применяют комбинированные опорно-упорные подшипники.

На фиг. 107 представлена типичная конструкция опорно-упорного подшипника современных турбин отечественного производства (заводов ЛМЗ, ХТГЗ, НЗЛ и др.). Опорно-упорный вкладыш *1* (из двух половин) изготовляется из стальной поковки, отливки или из высококачественного чугуна. Обе половины вкладыша по разъему соединяются шестью болтами *15*, четыре из которых являются центрирующими. Вкладыш *1* устанавливается в обойму *2*, имеющую внутри сферическую поверхность, и удерживается в ней стопорным пальцем *3*.

Для предупреждения осевого смещения вкладыша в обойме по ее сферической поверхности при сборке обеспечивается натяг 0,04—0,08 *мм*.

Обойма в сборе с вкладышем устанавливается в корпус подшипника на подушках *5* так же, как и в опорных подшипниках устанавливаются вкладыши (см. фиг. 97). Для фиксации осевого положения обоймы и вкладыша в корпусе подшипника служат установочные полукольца *6*, состоящие каждое из нескольких частей. Изменением толщины установочных колец меняется осевое положение вкладыша, соответственно и ротора.

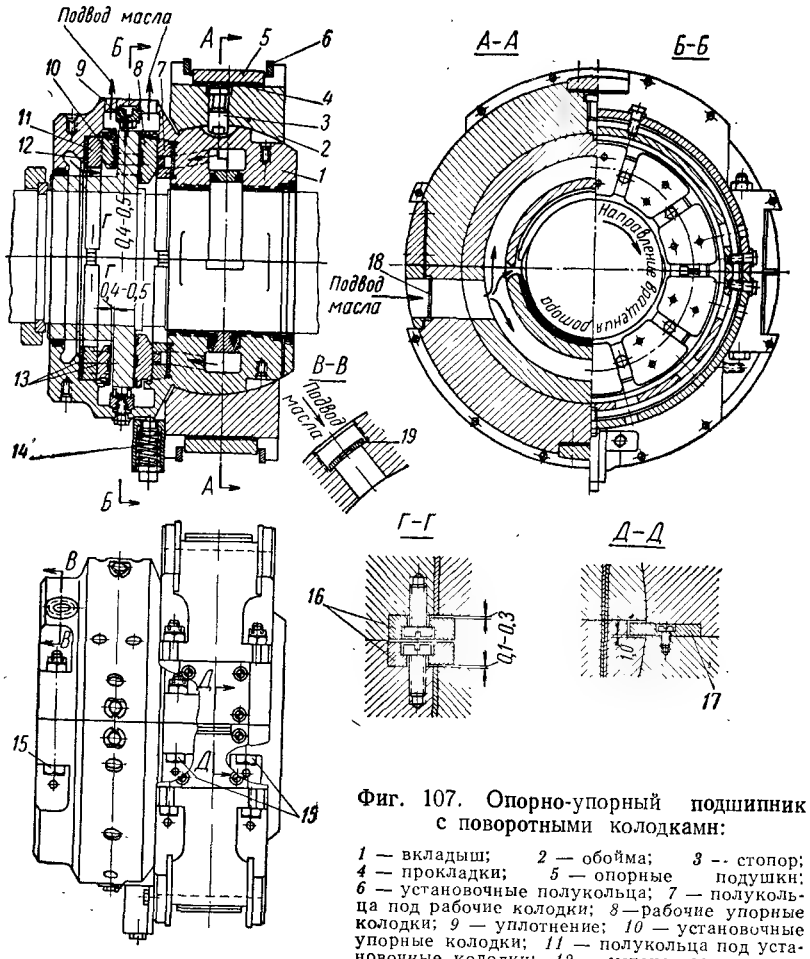
Комбинированный опорно-упорный подшипник с шаровой опорной поверхностью имеет стремление провисать своей консольной частью. Чтобы исключить поворот вкладыша под действием собственного веса, применяют пружинный амортизатор *14*, поддерживающий ее консольную часть.

Десять упорных рабочих колодок *8* воспринимают осевое усилие ротора, передаваемое через упорный диск, насаженный на валу с натягом 0,05—0,07 *мм*. Вращение упорного диска по отношению к валу предотвращается осевой шпонкой.

Упорный диск на валу с правой стороны (фиг. 107) фиксируется буртом, а с противоположной разрезным кольцом (из двух половин), заложенным в паз вала. Для предотвращения выпадания из паза разрезного кольца под действием центробежных сил оно охватывается цельным кольцом с натягом 0,1 *мм*.

Рабочие и установочные колодки опираются соответственно на разрезные полукольца *7* и *11*, состоящие из двух половин.

Полукольца *7* и *11*, в свою очередь, опираются на комбинированные прокладки (из двух половин), путем подбора их толщины регулируется разбег ротора в упорном подшипнике.



Фиг. 107. Опорно-упорный подшипник с поворотными колодками:

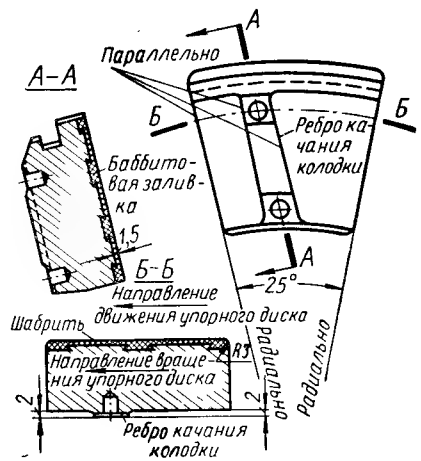
1 — вкладыш; *2* — обойма; *3* — стопор; *4* — прокладки; *5* — опорные подушки; *6* — установочные полукольца; *7* — полукольца под рабочие колодки; *8* — рабочие упорные колодки; *9* — уплотнение; *10* — установочные упорные колодки; *11* — полукольца под установочные колодки; *12* — установочные полукольца; *13* — винты; *14* — пружинный амортизатор; *15* — болты; *16* — шпонки стопорные; *17* — шайба стопорная; *18*, *19* — дозирующие диафрагмы.

Положение каждой колодки фиксируется винтами *13*, ввернутыми в полукольца *7* и *11* и свободно входящими в отверстия колодок. Скрепленные полукольца с колодками вставляются в кольцевой паз вкладыша, где по периферии имеется выступ, исключающий выпадание колодок.

По горизонтальному разъему вкладыша полукольца фиксируются шпонками *16*, привернутыми винтами.

Колодки при образовании масляного клина поворачиваются вокруг ребра качания (фиг. 108), расположенного параллельно выходной кромке колодки и делящего дугу средней окружности колодки в отношении 3 : 2.

Масло к опорно-упорному подшипнику подается через дозирующую диафрагму *18*, установленную под опорной подушкой *5*. Далее масло поступает в кольцевой канал опорного вкладыша, где разветвляется на два потока. Первый поток направляется через масляный канал у разъема для смазки опорного подшипника, а второй — через косые сверления к опорным колодкам. Маслоотводящие отверстия сверлятся между колодками в количестве, равном числу рабочих колодок. В некоторых конструкциях опорно-упорных подшипников к установочным колодкам масло подается через маслопровод, идущий из кольцевого канала опорного вкладыша, а в других — через отдельный маслопровод от масляной системы.



Фиг. 108. Упорная колодка.

Для обеспечения заполнения маслом камер рабочих и установочных колодок слив масла из упорного подшипника выполнен только в верхней части. Путь масла в опорно-упорном подшипнике на фиг. 107 показан стрелками.

По цилиндрической поверхности наибольшего радиуса упорного диска в целях уменьшения потерь на трение диска о масло установлены уплотнения с радиальным зазором 0,4—0,5 *мм*. Масло из камеры, расположенной между уплотнительными гребнями, сливается через отверстия в нижней половине. Кроме того это уплотнение разделяет масляные камеры рабочих и установочных колодок на выходе из упорного подшипника, где измеряется температура масла. По температуре масла можно ориентировочно судить о режиме работы упорного подшипника.

Аварии с упорными подшипниками колодочного типа происходят быстро, и поэтому часто бывает трудно проследить за нарастанием температуры масла, которая вследствие его обильного подвода к подшипникам повышается незначительно.

Имели место случаи, когда температура масла увеличивалась на малую величину (1—2° С), однако колодки при этом имели значительную выработку баббита, а при резком увеличении температурного перепада (на 8—15° С) выплавлялся не

только баббит, но и сами колодки в значительной степени срабатывались.

Анализ неполадок с упорными подшипниками привел к тому, что в современных турбинах, помимо измерения температуры масла на выходе, применяют термопары или термометры сопротивления для измерения температуры баббита у выходной кромки колодок. По температуре баббитового слоя каждой колодки судят более точно о работе подшипника в целом и каждой колодки отдельно. Такой способ дает возможность оценить косвенным образом величину осевого давления и распределение его по колодкам.

На ЛМЗ был разработан метод непосредственного замера осевого давления и распределения его по отдельным колодкам тензометрическим способом [22].

Измерениями в эксплуатируемых турбинах установлено, что в зависимости от вида пуска (из холодного или горячего состояния) общее осевое давление меняется в большом интервале. Например, при пуске турбины ВТ-25-4 после суточной остановки при полной нагрузке осевое давление составляло 68,6 *кн* (~7 *т*), а при достижении полной нагрузки после пуска из холодного состояния при ревизии 107,9—117,7 *кн* (~11—12 *т*). Полученные данные, по всей вероятности, зависят от характера изменения осевых и радиальных зазоров в турбине.

По мере стабилизации теплового режима турбины осевое давление приближается к значению, характерному для данного режима.

Исследованиями установлено, что несмотря на наличие шаровой поверхности вкладыша, предназначенной для равномерного распределения осевой нагрузки по колодкам, все же наблюдается значительная неравномерность распределения осевого усилия между колодками. Наибольшая неравномерность имеет место при пусках и в меньшей степени, но довольно значительная, при установившихся режимах работы турбины.

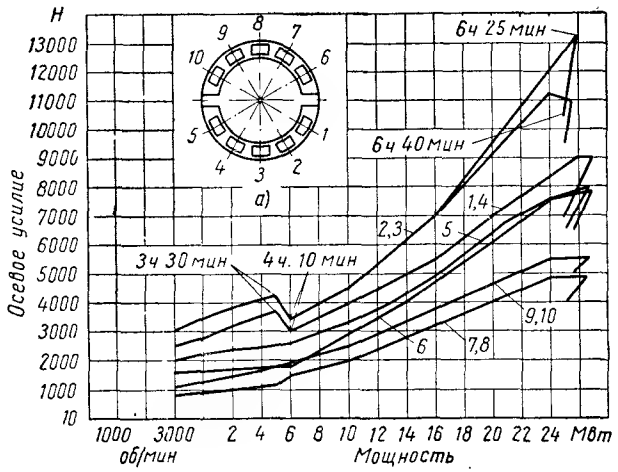
При некоторых пусках наиболее нагруженная колодка воспринимает в (2,5—3,0) раза больше осевое усилие, чем наименее нагруженная (фиг. 109). С течением времени такая неравномерность распределения осевого усилия по колодкам снижается до (1,5—2) раза вместо (2,5—3,0) при пусках.

На фиг. 110 представлен упорный подшипник балансирного типа, который применен в турбинах К-300-240, Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ и в проектах еще более мощных турбин.

В турбине К-300-240 ХТГЗ направления потоков пара в ц. в. д. и ц. с. д. противоположны. За счет значительной степени реакции на рабочих лопатках отдельных ступеней турбин, работающих в области высокого давления пара (что характерно для современных турбин), в каждом цилиндре отдельно появляются довольно значительные осевые усилия. Противоток пара в ц. в. д. и ц. с. д. при расчетных условиях работы разгружает осевое усилие, дей-

ствующее на упорный подшипник *2* (см. фиг. 101, *г*), расположенный между ц. в. д. и ц. с. д. Такое расположение упорного подшипника снижает относительное тепловое удлинение между роторами и корпусами этих цилиндров.

В каждом отдельном цилиндре имеются довольно большие осевые давления, поэтому даже незначительные отклонения условий от расчетных (например, занос проточной части солями) могут вызвать существенное повышение нагрузки на упорный подшипник.



Фиг. 109. Изменение осевого усилия при пуске турбины после суточной остановки:

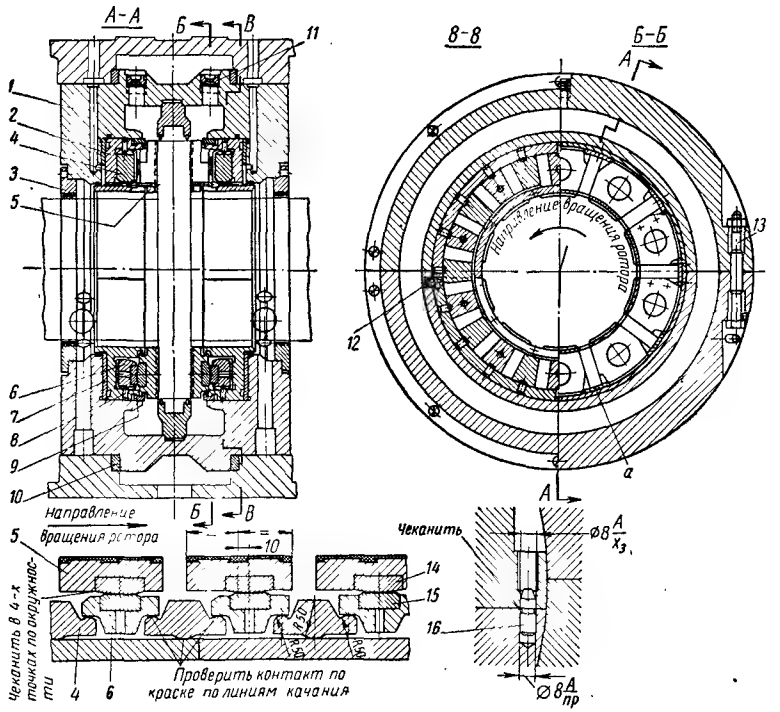
а — схема расположения рабочих колодок; *1—10* — номера рабочих колодок.

Одно из основных требований, которому должна удовлетворять конструкция упорного подшипника, — равномерное распределение нагрузки на все упорные колодки при всех режимах работы. Если учесть возможные отклонения плоскости упорного гребня ротора от положения его в состоянии покоя, то указанное требование наиболее полно удовлетворяется конструкцией подшипника балансирного типа, представленного на фиг. 110.

Исследования упорного подшипника балансирного типа показали, что такая конструкция обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между всеми колодками при любых режимах работы, благодаря чему он способен нести вдвое бо́льшую удельную нагрузку по сравнению с подшипником с подвижными колодками обычного типа (см. фиг. 107).

Упорные колодки *5* (фиг. 110) расположены с обеих сторон упорного диска и упираются в два ряда уравнительных колодок *6*, *4*, установленных по окружности. Число уравнительных колодок

в каждом ряду равно числу упорных колодок. Каждая упорная колодка *5*, изготовленная из латуни с баббитовой заливкой, с задней стороны имеет запрессованный упор *14* с шаровой поверхностью из стали ШХ15. В средней части уравнительных колодок *6* первого ряда, изготовленных из стали 35ХМ запрессованы упоры *15* из стали ШХ15 с плоской поверхностью. Таким образом, для об-



Фиг. 110. Упорный подшипник балансирного типа турбин ХТГЗ:

1 — вкладыш; *2* — обойма; *3* — уплотнительные кольца; *4* — уравнительные колодки 2-го ряда; *5* — упорные колодки; *6* — уравнительные колодки 1-го ряда; *7* — установочные полукольца; *8* — штифты; *9* — полукольца; *10* — установочные полукольца; *11* — диафрагмы; *12* — шайбы стопорные; *13* — болты призонные; *14*, *15* — упоры; *16* — штифт.

разования масляного клина каждая из упорных колодок *5* опирается на уравнительную колодку *6* первого ряда в точке, смещенной на 10 *мм* от центра колодки по окружности в сторону вращения ротора.

Первый ряд уравнительных колодок *6* опирается на второй ряд уравнительных колодок *4* по линиям касания, параллельным радиальным кромкам колодок. Для этого опорные поверхности первого ряда колодок *6* изготовлены в виде плоскостей, а у второго ряда колодок *4* — в виде цилиндрических поверхностей радиусом 50 *мм*.

Второй ряд колодок *4* опирается на торцовую поверхность обоймы по радиальной линии касания, разделяющей уравнительную колодку пополам.

В конструкции упорного подшипника балансирного типа при увеличении нагрузки на одну из упорных колодок расстояние от ее упорного гребня увеличивается, а от смежной с ней колодкой уменьшается. Благодаря этому нагрузка на все подушки распределяется совершенно равномерно даже при наличии отклонений плоскости упорного гребня от первоначального положения и в случае неточности изготовления колодок.

Масло для смазки и отвода тепла, выделившегося при трении в подшипнике, подводится от вала и отводится к верхней части подшипника. Для создания подпора на сливе масла из подшипника установлены дроссельные шайбы, в которых диаметр отверстия окончательно определяется при испытании подшипника.

Вкладыш подшипника *1*, выполненный из чугуна СЧ 21-40, состоит из двух половин, соединенных по горизонтальному разъему четырьмя болтами, два из которых выполнены призонными *13*, установленными в отверстиях с центрирующими поверхностями и зазором 0—0,015 *см*. Вкладыш подшипника опирается на цилиндрические поверхности корпуса. Осевое положение вкладыша подшипника при сборке турбины устанавливается с помощью изменения толщины установочных полуколец *10*.

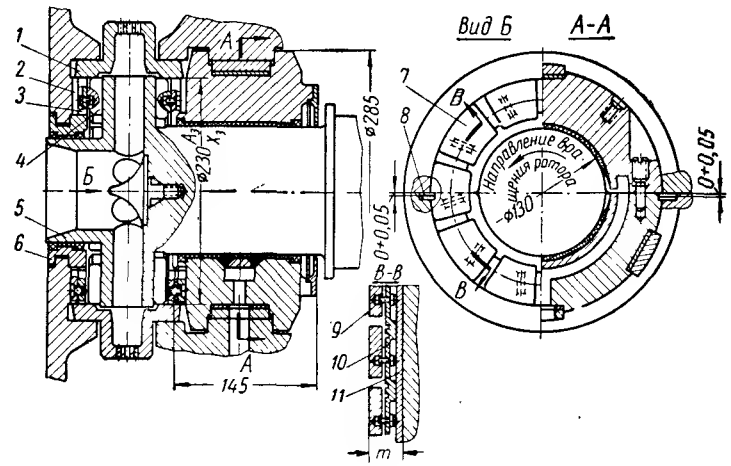
Каждая из обойм *2*, изготовленная из стали 15ХМ, состоит из двух половин. Нижняя половина обоймы крепится двумя шпонками *12* у горизонтального разъема к нижней половине вкладыша, а верхняя половина обоймы центрируется по нижней с помощью установочного штифта *16*. Положение уравнительных колодок первого и второго рядов по окружности фиксируется штифтами *8*, зачеканенными в отверстиях обойм. Упорные колодки предотвращаются от выпадания из обойм выступами, выполненными по меньшему радиусу в обоймах *2* и по большему радиусу в специальных полукольцах *9*, прикрепленных к обоймам винтами. Эти выступы обойм входят в пазы упорных колодок.

Для фиксирования положения упорных колодок по окружности на обоймах имеются выступы *а*, которые входят в пазы, сделанные на углах колодок в виде скосов по периферическому радиусу.

Между всеми видами колодок и обоймой предусмотрены радиальные зазоры (разбеги) в пределах 0,5—1 *мм* для возможности их поворачивания. Осевой разбег ротора в упорном подшипнике обеспечивается при сборке в пределах 0,4—0,5 *мм* за счет пригонки установочных полуколец *7*.

С 1954 г. на Калужском турбинном заводе (КТЗ) применяется конструкция опорно-упорного подшипника, совмещенного с главным масляным насосом (фиг. 111).

Упорный диск этого подшипника является одновременно рабочим колесом насоса, который служит для подачи масла в систему регулирования (является одновременно импульсным и силовым) и в систему смазки подшипников. С обеих сторон упорного диска расположены по десяти рабочих *7* и установочных *4* поворотных колодок, которые опираются на пружинные прокладки *3* и *10* и фиксируются штифтами *9*, свободно входящими в глухие отверстия колодок. Пружинные прокладки *3* и *10* предназначены для равномерного распределения осевого давления между



Фиг. 111. Опорно-упорный подшипник, совмещенный с главным масляным насосом КТЗ.

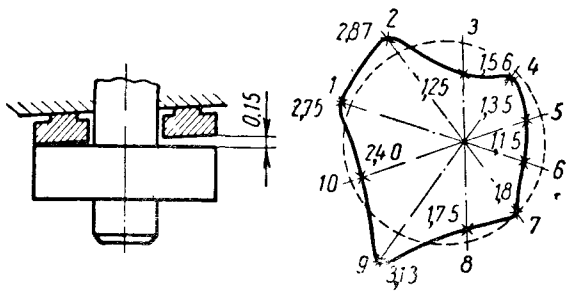
колодками. Колодки выполняются из высокопрочной латуни ЛАЖМц 66-6-3-2 без баббитовой заливки. Располагаются эти колодки в напорной полости насоса, благодаря чему обеспечиваются маслом для смазки и охлаждения обычно давлением $p_{изб} = 5{,}9 \div 9{,}8$ *бар* ($p = 6 \div 10$ *ати*).

Расчетное удельное давление в упорном подшипнике 1,77—1,86 *Мн/м*² (18—19 *кГ/см*²), а средняя окружная скорость упорного диска 30 *м/сек*.

Передний опорный подшипник является одновременно задним уплотнением насоса. Необходимый расход масла для смазки и охлаждения опорного подшипника проходит по специальным канавкам у горизонтального разъема его вкладыша. В нижней половине вкладыша опорного подшипника имеется подвод масла через обратный клапан от электронасоса для обеспечения маслом опорно-упорного подшипника при пуске и останове турбины. Насос со стороны всасывания снабжен уплотнением *6* плавающего типа с баббитовой заливкой. Таким образом, конструктивные отличия данного опорно-упорного подшипника от всех рассмо-

тренных выше состоят в совмещении рабочего колеса насоса с упорным диском и применением опорного вкладыша в качестве заднего уплотнения насоса. Благодаря этому осевые размеры турбины сокращаются по сравнению с раздельным исполнением насоса и подшипников. Следует отметить, что при этом расстояние между опорными подшипниками незначительно увеличивается за счет размещения автомата безопасности между опорно-упорным подшипником и передними концевыми уплотнениями.

В данном подшипнике сосредоточены два основных преимущества, увеличивающие работоспособность его при различных



Фиг. 112. Распределение нагрузки между колодками подшипника с нагрузкой $p_{ср}=2$ *Мн/м²* (20 *кГ/см²*) при перекосе 0,15 *мм* и разнотолщинности колодок ±0,03 *мм*:

1, 2, 3, . . ., 10 — колодки подшипника.

режимах: 1) обеспечена более совершенная смазка по сравнению со всеми ранее рассмотренными опорно-упорными подшипниками; 2) достигнуто равномерное распределение осевого усилия между колодками за счет применения пружинных прокладок *10* и *3* под колодками.

При некачественном изготовлении колодок (разной толщине) или перекосе упорного диска во время эксплуатации турбины пружинная прокладка *10* под колодкой с увеличенной нагрузкой по сравнению с другими колодками прогибается. Для проверки компенсирующей способности пружинной прокладки *10* на КТЗ были проделаны исследования. Средняя осевая нагрузка во время опытов принята 1,96 *Мн/м²* (20 *кГ/см²*). Разница толщин упорных колодок равна ±0,03 *мм*, а перекос между колодками и упорным гребнем 0,15 *мм*.

Результаты испытания (фиг. 112) показывают, что наличие пружинной опоры обеспечивает довольно хорошее перераспределение осевого усилия между колодками.

Совершенная смазка с давлением масла на входе $p_{изб} = 5{,}9 \div 9{,}8$ *бар* (6—10 *кГ/см²*) повышает несущую способность подшипника (см. табл. 31). Незначительные изменения давления масла, которые могут быть в эксплуатации, не влияют на несущую способность упорного подшипника.

§ 29. РАСЧЕТ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА

С точки зрения надежности работы упорного подшипника имеют значение два требования:

1) рациональная конструкция упорного подшипника;

2) рациональный выбор геометрических соотношений упорных колодок.

Для расчета упорных подшипников широко применяется метод проф. М. И. Яновского, базирующийся на основных принципах гидродинамической теории смазки и учитывающий движение масла не только в тангенциальном (окружном) направлении, но и в радиальном направлении.

Для расчета упорного подшипника заданными являются осевое усилие P в *н* (*кг*), число оборотов n в минуту.

Вначале выбирается число сегментов, обычно $z = 8 \div 12$ шт.; угол охвата колодки θ в соответствии с выбранным числом сегментов z; из конструктивных соображений выбирается внутренний радиус колодок r; отношение ширины колодки по окружности среднего диаметра l к ее радиальной высоте b в пределах $\frac{l}{b} = 0{,}75 \div 1{,}25$; подсчитывается наружный радиус сегментов $R = r + b$; подсчитывается отношение $\frac{b}{r}$.

Расчет упорного подшипника по методу проф. М. И. Яновского производится с помощью коэффициентов k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, определяемых по кривым фиг. 113, в зависимости от центрального угла охвата колодки θ и отношения $\frac{b}{r}$. Кроме этих коэффициентов, определяется коэффициент k_6 по формуле

$$k_6 = \frac{b}{r}\left(1 + \frac{b}{2r}\right)\theta, \tag{51}$$

где угол θ в *рад*, а b и r в *см*.

Задавшись числом упорных колодок z, определяют усилие, приходящееся на одну колодку

$$P_1 = \frac{P}{z} \text{ н (кГ)}. \tag{52}$$

Определяется рабочая поверхность одной колодки по формуле

$$F = k_6 r^2 \text{ м}^2 \text{ (см}^2\text{)} \tag{53}$$

и находится среднее удельное давление

$$p_{ср} = \frac{P_1}{F} \text{ н/м}^2 \text{ (кГ/см}^2\text{)}. \tag{54}$$

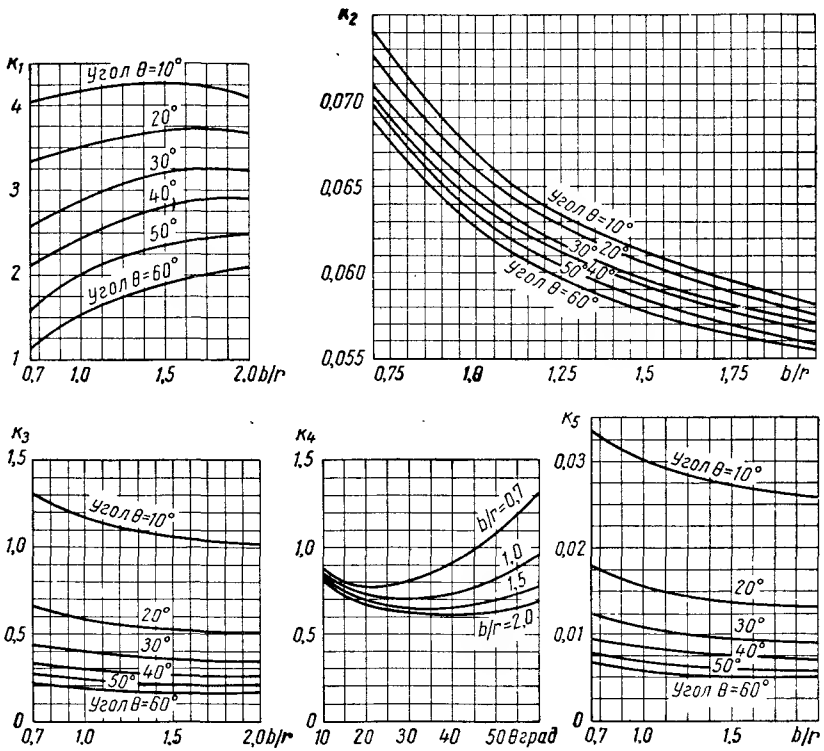
Повышение температуры масла в рабочем слое подшипника определяется по формуле

$$\left.\begin{aligned} \Delta t_{сл} &= \frac{p_{ср}}{k_1 \gamma c}; \\ \text{или} \quad \Delta t_{сл} &= \frac{42{,}7 p_{ср}}{k_1 \varrho c}, \end{aligned}\right\} \qquad (55)$$

где

c в *дж/кГ·град* (*ккал/кг·°С*); ϱ в *кГ/м³* (γ в *г/см³*);

$p_{ср}$ в *н/м²* (*кГ/см²*).



Фиг. 113. Графики определения коэффициентов, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5.

Задаются средней температурой масла $t_{ср}$ в рабочем слое подшипника и на основе ее определяют температуры масла при входе и при выходе из рабочего слоя:

$$\left.\begin{aligned} t_{вх} &= t_{ср} - \frac{\Delta t_{сл}}{2}; \\ t_{вых} &= t_{ср} + \frac{\Delta t_{сл}}{2}. \end{aligned}\right\} \qquad (56)$$

Полученные по расчету $t_{вх}$ должны быть не менее 35° С, а $t_{вых}$ не превышала 70° С. Если этот интервал температур не удовлетворяется, то в расчете изменяется средняя температура масла $t_{ср}$, а если этого будет недостаточно, то изменяются размеры подшипника. По средней температуре масла $t_{ср}$ в рабочем слое подшипника для выбранной марки масла определяют коэффициент вязкости μ в *н·сек/м²* (*кг·сек/м²*); теплоемкость c в *дж/кг·град* (*ккал/кг·°С*), удельный вес γ в *н/м³* (*г/см³*) масла. В данном расчете не учитывается теплота, подводимая по валу от горячих частей турбины. В первом приближении считается, что подводимая теплота компенсируется теплом, отводимым от подшипника в окружающую среду.

Величина минимальной толщины масляной пленки определяется по уравнению

$$\left.\begin{aligned} h_{\min} &= k_2 \sqrt{\frac{Fn\mu}{\gamma c \Delta t_{сл}}}; \\ \text{или} \quad h_{\min} &= k_2 \cdot 100 \sqrt{\frac{42{,}7 Fn\mu}{\varrho c \Delta t_{сл}}}, \end{aligned}\right\} \qquad (57)$$

где F в *м²* (*см²*); n в *об/мин*; μ в *н·сек/м²* (*кг·сек/см²*); ϱ в *кг/м³*; γ в *н/м³*; (*г/см³*); c в *кдж/кг·град* (*ккал/кг·°С*).

Полученная величина $h_{\min}$ при обработке поверхностей колодок и упорного диска по 8—9-му классам чистоты должна быть

$$h_{\min} \geqslant y_{\max} + 0{,}01 \text{ мм},$$

где $y_{\max}$ — прогиб упорного диска.

Коэффициент трения определяется по формуле

$$\left.\begin{aligned} f &= k_4 \sqrt{\frac{\mu n}{\gamma c \Delta t_{сл}}}; \\ \text{или} \quad f &= k_4 \sqrt{\frac{42{,}7 \mu n}{\varrho c \Delta t_{сл}}}. \end{aligned}\right\} \qquad (58)$$

Работа трения одной колодки

$$\left.\begin{aligned} W &= 0{,}01 k_3 Fn \sqrt{Fn\mu\gamma c \Delta t_{сл}} \text{ кг·м/сек}; \\ \text{или} \quad W &= 0{,}001 k_3 Fn \sqrt{Fn\mu\varrho \frac{c}{42{,}7} \Delta t_{сл}} \text{ квт}. \end{aligned}\right\} \qquad (59)$$

Размерности величин в формулах (58) и (59) те же, что и в формуле (57).

Расход масла через одну колодку

$$\left.\begin{aligned} q &= \frac{k_5 F n h_{\min}}{k_2 \cdot 1000} \text{ л/сек}; \\ \text{или} \quad q &= \frac{k_5}{k_2} \cdot 0{,}1 F n h_{\min} \text{ м³/сек}, \end{aligned}\right\} \qquad (60)$$

где F в *м²* (*см²*); n в *об/мин*; $h_{\min}$ в *см*.

Расход масла через все колодки

$$Q = zq \ м^3/сек \ (л/сек). \qquad (61)$$

Следует иметь в виду, что через подшипник проходит количество масла значительно большее, чем циркулирует в рабочем слое.

Масло, подводимое в подшипник по внутреннему диаметру колодок, проходит также через зазоры между колодками и зазоры между корпусом подшипника и колодками. Все количество масла через подшипник может быть определено, если принять максимальную величину толщины слоя масла входного сечения колодки

$$h_l = 2h_{min}, \qquad (62)$$

тогда расход масла в единицу времени через зазор во входном сечении одной колодки

$$\left.\begin{aligned} q' &= \frac{k_5}{k_2}\cdot\frac{Fnh_l}{1000}, \\ \text{или} \quad q' &= \frac{k_5}{k_2}\cdot 0{,}1Fnh_l \cdot м^3/сек. \end{aligned}\right\} \qquad (63)$$

Разность $\Delta q = q' - q$ представляет утечку масла в радиальном направлении. Полный расход масла через все колодки

$$Q' = zq' \ м^3/сек \ (м/сек). \qquad (64)$$

Масло, проходящее через подшипник, нагревается собственным трением в рабочем слое и трением о вращающийся упорный диск. Трение о диск при больших окружных скоростях на его периферии составляет значительную величину.

Мощность трения диска по опытам ЛМЗ подсчитывается по формуле

$$\left.\begin{aligned} N_r &= 0{,}14\cdot 10^{-3}\omega^3\gamma D^4(D+5H) \ л.\ с.; \\ \text{или} \quad N_r &= 1{,}03\cdot 10^{-6}\omega^3\varrho D^4(D+5H) \ квт, \end{aligned}\right\} \qquad (65)$$

где ω — угловая скорость вращения в $1/сек$;
D — наружный диаметр упорного диска в $м$;
H — толщина диска в $м$.

Тепловой баланс упорного подшипника определяется по уравнению

$$\frac{zW + 75N_r}{427} = c\gamma Q'\Delta t;$$

$$1000\,(zW + N_r) = c\varrho Q'\Delta t,$$

откуда повышение температуры масла в подшипнике

$$\left.\begin{aligned} \Delta t &= \frac{zW + 75N_r}{427c\gamma Q'}; \\ \text{или} \quad \Delta t &= 1000\,\frac{zW + N_r}{c\varrho Q'}. \end{aligned}\right\} \qquad (66)$$

Как правило, $\Delta t < \Delta t_{сл}$.

Температура масла на выходе из подшипника будет

$$t'_{вых} = t_{вх} + \Delta t.$$

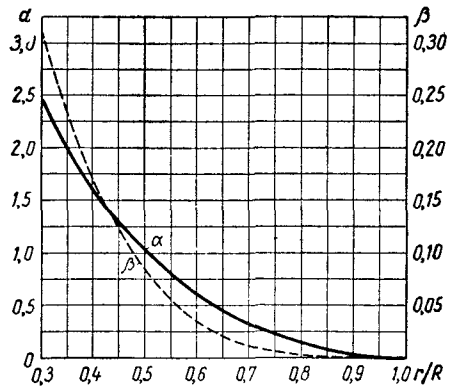
Пример. Расчет упорного подшипника (табл. 32).

Дано:

1. Осевое усилие $P = 168\,674$ *н* ($P = 17\,200$ *кГ*).
2. Число оборотов вала $n = 3000$ *об/мин*.

Выбирается:

1. Число сегментов $z = 10$.
2. Центральный угол охвата колодки $\theta = 30°$.
3. Внутренний радиус колодки $r = 0{,}159$ *м* ($r = 15{,}9$ *см*).
4. Радиальная высота колодки $b = 0{,}111$ *м* ($b = 11{,}1$ *см*).
5. Наружный радиус сегментов $R = r + b = 0{,}27$ *м* ($R = r + b = 27$ *см*).
6. Толщина упорного диска $H = 0{,}05$ *м* ($H = 5{,}0$ *см*).



Фиг. 114. Коэффициенты для расчета упорного диска.

Расчет упорного диска. Осевое усилие ротора P передается колодкам упорного подшипника с помощью упорного гребня (диска), выполненного за одно целое с валом или насаженного на вал диска с натягом.

Под действием осевого усилия упорный диск, представляющий собой круглую пластину, прогибается.

В данном случае наибольшим напряжением является напряжение на радиусе r, которое определяется по формуле

$$\sigma = \alpha\frac{p_{ср}R^2}{H^2},$$

где коэффициент α берется по графику фиг. 114 в зависимости от отношения $\frac{r}{R}$.

Максимальный прогиб упорного диска $y_{max} = \beta\frac{p_{ср}R^4}{EH^3}$, где β — коэффициент, определяемый из графика фиг. 114; $E = 0{,}21\cdot 10^6$ *Мн/м²* ($E = 2{,}1\cdot 10^6$ *кГ/см²*) — принят.

Пример. Осевое усилие $P = 0{,}169$ *Мн* ($P = 17\,200$ *кг*).

Принимается:

1. Внутренний радиус диска $r = 0{,}159$ *м* ($r = 15{,}9$ *см*).
2. Наружный радиус диска $R = 0{,}27$ *м* ($R = 27$ *см*).
3. Толщина упорного диска $H = 0{,}05$ *м* ($H = 5{,}0$ *см*).

Произведенный расчет сведен в табл. 33.

Таблица 32

Расчет упорного подшипника

Наименование элементов расчета	Обозначение	Размерность	Источник или формула	Числовые значения
Центральный угол охвата колодки	θ° θ	*град* *рад*	Выбирается $\theta = \frac{\theta^\circ \cdot 2\pi}{360}$	30 0,524
Отношение	$\frac{b}{r}$	—	—	0,698
Коэффициент	k_1	—	По фиг. 113	2,58
Коэффициент	k_2	—	По фиг. 113	0,0711
Коэффициент	k_3	—	По фиг. 113	0,438
Коэффициент	k_4	—	По фиг. 113	0,824
Коэффициент	k_5	—	По фиг. 113	0,0125
Коэффициент	k_6	—	$k_6 = \frac{b}{r}\left(1 + \frac{b}{2r}\right)\theta$	0,493
Усилие на одну колодку	P_1	*н*	$P_1 = \frac{P}{z}$	16 867
Рабочая поверхность колодки	F	*м²*	$F = k_6 r^2$	$124{,}7 \times 10^{-4}$
Среднее удельное давление	$p_{ср}$	$\frac{H}{м^2}$	$p_{ср} = \frac{P_1}{F}$	$135{,}5 \times 10^4$
Средняя температура масла при входе в подшипник	$t_{ср}$	°C	Выбирается	50
Коэффициент вязкости масла	μ	*н·сек/м²*	По характеристикам масла марки Л	0,0178
Теплоемкость масла	c	*дж/кг·град*	По характеристикам масла марки Л	1967,8
Плотность масла (удельный вес)	ϱ	*кг/м³*	По характеристикам масла марки Л	900

Продолжение табл. 32

Наименование элементов расчета	Обозначение	Размерность	Источник или формула	Числовые значения
Повышение температуры масла в подшипнике	$\Delta t_{с.л}$	°C	$\Delta t_{сл} = \frac{42{,}7 p_{ср}}{k_1 \varrho c}$	12,7
Температура масла при входе в подшипник	$t_{вх}$	°C	$t_{вх} = t_{ср} - \frac{\Delta t_{сл}}{2}$	43,65
Температура масла при выходе из подшипника	$t_{вых}$	°C	$t_{вых} = t_{ср} + \frac{\Delta t_{сл}}{2}$	56,35
Минимальная толщина слоя масла	h_{min}	*см*	$h_{min} = k_2 \cdot 100 \sqrt{\frac{42{,}7 F n \mu}{\varrho c \Delta t_{сл}}}$	0,00802
Коэффициент трения	f	—	$f = k_4 \sqrt{\frac{42{,}7 \mu n}{\varrho c \Delta t_{сл}}}$	0,00832
Работа трения одной колодки	W	*квт*	$W = 10^{-3} k_3 F n \times \sqrt{F n \mu \varrho \frac{c}{42{,}7} \Delta t_{сл}}$	9,738
Расход масла на одну колодку	q	*м³/сек*	$q = \frac{k_5}{k_2} \cdot F n h_{min} \cdot 0{,}1$	$5{,}28 \times 10^{-3}$
Расход масла через все колодки	Q	*м³/сек*	$Q = zq$	$5{,}28 \times 10^{-3}$
Максимальная толщина слоя масла во входном сечении колодки	h_i	*см*	$h_i = 2h_{min}$	0,01604
Расход масла через зазор во входном сечении колодки	q'	*м³/сек*	$q' = \frac{k_5}{k_2} \cdot F n h_i \cdot 0{,}1$	$1{,}056 \times 10^{-3}$
Полный расход масла через подшипник	Q'	*м³/сек*	$Q' = zq'$	$10{,}56 \times 10^{-3}$
Мощность трения диска	N_r	*квт*	$N_r = 1{,}03 \cdot 10^{-6} \omega^3 \varrho D^4 (D + 5H)$	192
Повышение температуры масла в подшипнике	Δt	°C	$\Delta t = 10^3 \frac{zW + N_r}{c \varrho Q'}$	15 45

Таблица 33

Расчет упорного гребня

Наименование элементов расчета	Обозначение	Размерность	Источник	Числовые значения
Отношение	$\frac{r}{R}$	—	—	0,589
Коэффициент	α	—	По фиг. 114	0,66
Коэффициент	β	—	По фиг. 114	0,0375
Среднее удельное давление	p_{cp}	*Мн/м²*	$p_{cp} = \frac{P}{\pi (R^2 - r^2)}$	1,129
Максимальные напряжения в гребне	σ	*Мн/м²*	$\sigma = \alpha p_{cp} \cdot \left(\frac{R}{H}\right)^2$	21,8
Максимальный прогиб упорного гребня	y_{max}	*см*	$y_{max} = \beta p_{cp} \frac{R^4}{EH^3}$	0,000875

§ 30. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ КОЛОДОК УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ [51]

В турбостроении до настоящего времени применяют два вида упорных колодок:

1. Колодки латунные или бронзовые (табл. 34, 35) и с баббитовой заливкой Б-83 (табл. 28—30);
2. Колодки латунные или бронзовые (табл. 34, 35) без баббитовой заливки.

Единого мнения о наилучших материалах, применяемых для изготовления колодок упорных подшипников, нет, однако от правильного выбора материала в значительной мере зависит надежность работы упорных подшипников и всей турбины в целом.

Из условий работы упорных подшипников следует, что при пуске и останове турбины в подшипнике может иметь место полужидкостное трение (при малых скоростях вращения ротора), однако осевая нагрузка при этом будет мала. В этих случаях требования хорошей прирабатываемости материала колодок не имеют такого значения, как для опорных подшипников.

При нормальной работе турбины с жидкостным трением свойства материала колодок и упорного гребня практически не сказываются на работе подшипника. Качество материалов колодок

Таблица 34

Химический состав цветных сплавов для упорных колодок

Наименование сплава и марка по ГОСТ	Содержание элементов в %									
	Медь Cu	Олово Sn	Кремний Si	Свинец Pb	Алюминий Al	Железо Fe	Никель Ni	Сурьма Sb	Цинк Zn	Марганец Mn
Латунь ЛАЖМц 66-6-3-2	64—68	1,0	—	1,0	6—7	2—4	—	0,1	Остальное	1,5—2,5
Бронза Бр. АЖМц 10-3-1,5	Остальное	1,0	—	0,03	9,5—11	2—4	0,5	0,002	0,5	1—2
Бронза Бр. ОФ 10-1	Остальное	9—11	—	—	⩽0,02	⩽0,3	—	⩽0,3	⩽0,3	Фосфор 0,5—1,0

Таблица 35

Механические и физические свойства цветных сплавов для упорных колодок

Наименование сплава и марка по ГОСТ	Механические свойства			Физические свойства		
	σ_B в *Мн/м²*	δ в %	*НВ*	Коэффициент сухого трения	Теплопроводность в $\frac{вт}{(м \cdot град)}$	Температура начала затвердевания в °С
Латунь ЛАЖМц 66-6-3-2	637—785	7	160—230	—	—	995
Бронза Бр. АЖМц 10-3-1,5	490	20	120	0,21	58,615	1045
Бронза Бр. ОФ 10-1	196—343	3—10	80—120	0,18	34,75	934

и упорного гребня приобретает особые значения в аварийных случаях, когда масляная пленка нарушается. Повреждения упорных подшипников происходят в трех основных случаях:

Первый случай — повреждение подшипника при чрезмерно быстром возрастании осевого давления до значения удельных нагрузок свыше 9,8 *Мн/м²* (100 *кГ/см²*). При этом по мере роста удельного давления толщина масляной пленки уменьшается, температура выходной кромки колодок повышается до 120—150° С при удельном давлении 9,8 *Мн/м²* (100 *кГ/см²*) но температура масла при выходе почти не меняется.

При некоторой величине нагрузки в зависимости от состояния поверхностей скольжения, чистоты масла и других обстоятельств масляная пленка разрушается. В этом случае происходит мгновенный рост температуры колодок, резкое возрастание момента трения, приводящие к быстрому разрушению подшипника. При указанных обстоятельствах развитие аварии ускоряется еще за счет заноса упорным диском продуктов износа на неповрежденные колодки и общего загрязнения масла.

В колодках с заливкой баббит мгновенно выплавляется, вследствие чего ротор смещается на толщину заливки. Если осевая нагрузка, возникающая от трения упорного диска о латунные или бронзовые колодки, снимается недостаточно быстро, то происходит интенсивный износ колодок, сопровождаемый дальнейшим осевым сдвигом. Обычно поверхность упорного диска после этого оказывается сильно поврежденной и требует проточки и шлифования.

Большой осевой сдвиг упорного диска с колодками, имеющими баббитовую заливку, является основным их недостатком. Он может привести к тяжелым авариям в проточной части турбины.

В колодках, не имеющих заливки, также происходит их оплавление и пластическая деформация металла, свидетельствующие о высокой температуре нагрева поверхности колодок в момент аварии. Поверхность колодок и диска в этом случае остается достаточно гладкой, и в зависимости от твердости ($H_B < 200$ или $H_B = 270 \div 300$) материала упорного диска иногда требуется лишь его легкое шлифование, а подчас и в такой обработке нет необходимости. Величина осевого сдвига упорного диска с латунными или бронзовыми колодками (табл. 34, 35) оказывается настолько малой, что подшипник после прекращения аварийного режима остается работоспособным и в состоянии выдерживать нагрузки до 4,9 *Мн/м*² (50 *кГ/см*²).

У латуни ЛАЖМц 66-6-3-2 при повышении температуры больше 220—250° С интенсивно снижается твердость и прочность, но улучшаются пластические свойства.

При бо́льших удельных нагрузках температура поверхности колодок $> 150°$ С; нарушение жидкостного трения вызывает резкое повышение температуры в зоне контакта. В связи с этим поверхностный слой этой зоны пластически деформируется, а нижние слои сохраняют достаточную механическую прочность. Поверхность упорных колодок при этом копирует форму поверхности диска, т. е. остается гладкой и плоской. Бронза АЖМц 10-3-1,5 ведет себя почти так же, как и латунь ЛАЖМц 66-6-3-2. Однако поверхности колодок и диска из этой бронзы при повышенных температурах повреждаются больше, что объясняется более низкой ее пластичностью.

Бронза ОФ 10-1 в данном случае показала лучшее сохранение гладкой поверхности благодаря ее хорошей прирабатываемости. Ценным качеством бронзы ОФ 10-1 является низкий коэффициент сухого трения и высокая температура плавления, поэтому количество выделяющегося при трении тепла и объем повреждений подшипника будут меньшими.

Второй случай — при несовершенной смазке наблюдается износ поверхностей скольжения, а иногда и подплавление колодок, происходящее при относительно малых нагрузках 0,49—1,47 *Мн/м*² (5—15 *кГ/см*²). Указанные явления объясняются неправильной организацией подвода масла к колодкам. Из-за неудовлетворительного питания масляного клина возникают разрывы масляной пленки, приводящие к недопустимому ее утонению. Процесс износа сопровождается мгновенными локальными скачками температуры в точках контакта поверхностей. Повышение температуры тела колодки в этом случае оказывается незначительным, и при обычном методе измерений с помощью запаянных термопар на глубину 0,5—2 *мм* от поверхности может даже оказаться незамеченным. Несмотря на это, рабочая поверхность колодок имеет повреждение, носящее характер механического истирания с образованием мелкой металлической пыли в картере.

При режимах неудовлетворительной смазки подшипники с колодками из любых материалов могут нести только небольшую удельную нагрузку ~0,98—1,96 *Мн/м*² (~10—20 *кГ/см*²), причем любое увеличение осевого давления приводит к немедленному разрушению подшипника. Поэтому прежде всего следует устранить причины, вызывающие несовершенную смазку, так как одним подбором материала невозможно устранить неполадки работы упорного подшипника.

В данном случае, при несовершенной смазке, баббит Б-83, обладая малым коэффициентом полужидкостного трения и хорошей прирабатываемостью, является более работоспособным. Прирабатываемость в ряде случаев способствует более равномерному распределению нагрузок между колодками.

При несовершенной смазке процесс истирания протекает в области низких температур. В этих условиях поверхности скольжения колодок из латуни ЛАЖМц 66-6-3-2 и бронзы АЖМц 10-3-1,5 изнашиваются больше, а в колодках из бронзы ОФ 10-1 поверхность остается гладкой; при этом поверхность упорного диска повреждается меньше.

Третьим случаем аварий упорных подшипников является их разрушение из-за перерыва подачи масла, имеющее место особенно часто при пуске и останове. Обычно это обстоятельство приводит к задирам и оплавлению упорных колодок подшипника.

Однако следует отметить, что при пусках и остановах осевое давление мало, поэтому при перерыве маслоснабжения в большей мере, чем упорные, страдают опорные подшипники. Кроме того, надо иметь в виду, что масло из упорных подшипников сливается лишь из верхней части, т. е. при перерыве подачи масла какое-то

количество его еще остается в самом упорном подшипнике. Чтобы исключить аварии по причине нарушения маслоснабжения, в турбинах последних выпусков ХТГЗ и ЛМЗ предусматривается дополнительный резервуар масла емкостью в количестве, достаточном для маслоснабжения всех подшипников при останове турбины в случае перерыва подачи масла от маслонасосов.

§ 31. ТУРБИННЫЕ МАСЛА

При пуске, эксплуатации и останове турбины подшипники должны быть обеспечены постоянной и обильной смазкой для образования масляного клина и отвода тепла от трущихся деталей.

Турбинные масла, применяемые для смазки турбин, должны обладать хорошими смазывающими свойствами, не давать осадков, сгустков и выделения шлама, забивающих отверстия и трубки маслопроводов, нарушающих циркуляцию масла; быть химически нейтральными, т. е. не содержать минеральных кислот и щелочей; исключать налетообразование на поверхностях шеек и упорного диска вала, вкладышей и упорных колодок — тем самым способствовать образованию масляной пленки; быстро отделять воду и не допускать образования стойкой эмульсии.

Для систем регулирования и смазки подшипников паровых турбин применяются турбинные масла марок Л, УТ и Т.

Физико-химические данные этих марок по ГОСТ 32-53 приведены в табл. 36. Поименованные марки турбинного масла относятся к классу «специальных масел», которые имеют высокую стабильность своих свойств и стойкость по отношению к нагреванию, а также присутствию в нем воздуха и воды. Эти масла изготовляются путем перегонки нефти и тщательной их очистки и состоят из смеси нафтеновых и ароматических углеводородов.

Во время работы турбины во вкладышах подшипников происходит скольжение и внутреннее трение слоев масла, повышающее его температуру. Кроме того, масло нагревается за счет теплопередачи через вал и стенки корпуса турбины. На входе в подшипники должна быть обеспечена постоянная температура масла 35—45 С и на выходе — не выше 65° С, так как при изменении температуры значительно меняются его свойства.

Вязкость. Основной эксплуатационной характеристикой масла, от которой в значительной мере зависит режим работы подшипников, является его вязкость.

Вязкость жидкости (в данном случае масла) есть величина ее сопротивления сдвигу. Вязкость или коэффициент внутреннего трения характеризует потери на трение в масляном слое.

Закон внутреннего трения жидкости гласит, что между двумя соседними слоями в направлении, противоположном ее движению, действует сила [отнесенная к единице поверхности ($F = 1$) со-

Таблица 36

Основные физико-химические свойства турбинных масел по ГОСТ 32-53

Наименование показателей	Нормы				
	Турбинное 22п (турбинное Л с присадкой ВТИ-1)	Турбинное 22 (турбинное Л)	Турбинное 30 (турбинное УТ)	Турбинное 46 (турбинное Т)	Турбинное 57 (турборедукторное)
Вязкость кинематическая при 50° С в *сст*, в пределах	20—23	20—23	28—32	44—48	55—59
Кислотное число в *мг* КОН на 1 *г* масла, не более	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05
Стабильность:					
а) осадок после окисления в %, не более	0,05	0,10	0,10	0,15	—
б) кислотное число после окисления в *мг* КОН на 1 *г* масла, не более	0,20	0,35	0,35	0,45	—
Зольность в %, не более	0,005	0,005	0,005	0,020	0,040
Скорость деэмульсации в *мин*, не более	8	8	8	8	8
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие				
Содержание механических примесей	Отсутствие				
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле в °С, не ниже	180	180	180	195	195
Температура застывания в °С, не выше	—15	—15	—10	—10	—
Натровая проба с подкислением в баллах, не более	2	2	2	2	2
Содержание присадки ВТИ-1 в %, в пределах	0,009—0,015	—	—	—	—
Прозрачность при 0° С	Прозрачно				

прикосновения слоев], пропорциональная изменению скорости в направлении, перпендикулярном к ее движению:

$$T = \mu F \frac{dw}{dz},$$

где dw — изменение скорости в двух соседних слоях жидкости, находящихся на расстоянии dz.

Коэффициент пропорциональности μ называется коэффициентом внутреннего трения или коэффициентом динамической (абсолютной) вязкости.

Из приведенного уравнения следует, что величина μ равна той силе, которую испытывает единица поверхности одного из слоев жидкости со стороны другого слоя, если изменение (градиент) скорости между ними равно единице, т. е. $\mu = \frac{T}{F} \Big/ \frac{dw}{dz}$.

Техническая единица динамической вязкости $\frac{н}{м^2} \cdot \frac{м}{м/сек} = \frac{н \cdot сек}{м^2}$ ($кг \cdot сек/м^2$) есть вязкость вещества, в котором при изменении (градиента) скорости в 1 *м/сек* на расстоянии между слоями 1 *м* на каждый квадратный метр действует сила 1 *н* (*кГ*).

Отношение коэффициента динамической вязкости μ к ее плотности ϱ $\frac{кГ}{м^3}\left(\frac{кГ \cdot сек^2}{м^4}\right)$ называется коэффициентом кинематической вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\varrho} = \frac{\mu g}{\gamma} \ м^2/сек,$$

где γ в $н/м^3$ ($кг/м^3$); g в $м/сек^2$.

Размерность коэффициента ν в физической системе единиц $см^2/сек$ и называется стоксом; единица в 100 раз меньшая называется сантистоксом (*сст*): $\nu\ [м^2/сек] = \nu\ [сст] \cdot 10^{-6}$.

Обычно на практике определяют не абсолютную, а условную вязкость или относительную вязкость при помощи вискозиметров — сосудов с калиброванными насадками, в которых замеряют время истечения определенного объема испытуемой жидкости. Отношение этого времени и времени истечения воды при нормальных условиях называют вязкостью в градусах Энглера (°E) при 20° C или 50° C ($°E_{20}$, $°E_{50}$).

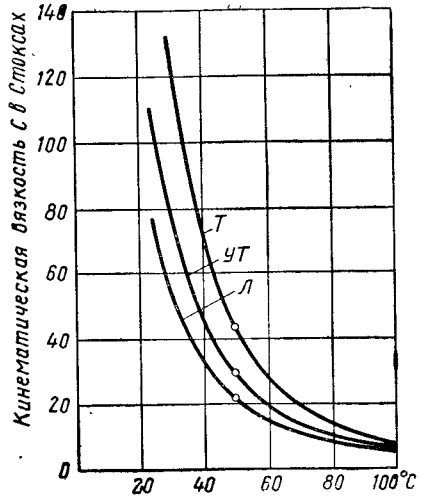
При переходе от условной вязкости в °E к кинематическому коэффициенту вязкости пользуются эмпирической формулой $\nu = 10^{-6}\left(7{,}31° \text{ E} - \frac{6{,}31}{°\text{E}}\right)$ $м^2/сек$.

С понижением температуры масла на входе (фиг. 115) в подшипник повышается вязкость масла, и при малых масляных зазорах в подшипниках возможно возникновение местной вибрации. С повышением вязкости масла увеличивается мощность,

затрачиваемая на преодоление трения и количество выделяющегося тепла, следовательно, повышается и температура масла.

При малой величине вязкости масла с повышением ее температуры смазка будет выдавливаться, и наступит полужидкостное трение, которое в худшем случае может повлечь выплавление подшипников. Кроме того, при повышении температуры масла происходит выделение легких углеводородов, что при соприкасании горячего масла с воздухом содействует его окислению.

Вязкость масла при работе изменяется вследствие окисления и образования растворимых шламов, а также из-за частичного испарения легких погонов масла при его нагревании в подшипниках.



Фиг. 115. Зависимость вязкости турбинных масел от температуры.

Удельный вес не предусмотрен стандартом. Обычно он равен для марки Л $\gamma = 8{,}679 \div 8{,}875$ $кн/м^3$ (885—905 $кг/м^3$); для марок УТ и Т $\gamma = 8{,}729 \div 8{,}924$ $кн/м^3$ (890—910 $кг/м^3$).

Кислотное число характеризует старение масла, т. е. степень его окисления, и определяется количеством миллиграммов едкого калия КОН (щелочи), необходимого для нейтрализации 1 *г* масла.

Значительное содержание кислот в масле вызывает коррозию металлических поверхностей и вместе с пылью, окислами и летучей золой содействует образованию шлама. Шлам засоряет маслопроводы и поэтому представляет опасность, в особенности для проточных систем регулирования и подшипников. Твердые частицы летучей золы вызывают износ шеек валов, баббитовой заливки колодок упорных подшипников, опорных вкладышей, золотников и букс системы регулирования.

Стабильность характеризует способность масла сопротивляться окислению кислородом воздуха при повышении температуры.

В процессе испытания в колбу наливают 10 *г* масла, заполняют ее кислородом и с плотно закрытой пробкой нагревают до 200° C. По истечении определенного времени испытуемое масло охлаждается, и из него извлекаются продукты окисления, образующиеся в масле в виде осадков.

Содержание золы служит показателем присутствия включения (солей железа, сернокислого натра и др.). Повышение содержания солей делает масло малоустойчивым против окисления.

Скорость деэмульсации характеризует скорость разделения масловодяной эмульсии на масло и воду без образования стойких эмульсий.

Испытания на определение скорости деэмульсации масла производятся продувкой его паром в течение 10 *мин* с добавленной к нему водой.

Если образовавшаяся при этом в течение не более 8 *мин* эмульсия расслоится на масло и воду, то такое масло считается выдержавшим испытание.

При образовании стойкой эмульсии, не расслаивающейся на масло и воду, после отстаивания масло остается непригодным для смазки.

Пар и вода могут попадать в подшипники и обводнять масло из концевых уплотнений лабиринтовых или гидравлических.

Следует отметить, что в маслоохладителях обычно давление масла должно быть больше давления воды для того, чтобы исключить попадание воды в масло.

Содержание водорастворимых кислот и щелочей, часто называемое «реакцией водной вытяжки», определяет количество промывки свежего масла (отсутствие щелочной реакции) и появление низкомолекулярных органических и минеральных кислот в работающем масле.

Температурой вспышки называется та наинизшая температура, при которой масла вспыхивают от соприкосновения с пламенем выделяющиеся из масла пары, смешанные с воздухом.

Таким образом, температура вспышки характеризует наличие в масле легких летучих углеводородов и испаряемость его при нагревании. Испаряемость масла делается заметной при его нагревании до температуры на 60—70° С ниже температуры вспышки. Температуру вспышки определяют на приборе Бренкена, в котором пламя зажигательной лампочки проводят на расстоянии 12 *мм* от нагреваемого в тигле масла.

Температурой застывания масла называется та температура, при которой масло утрачивает текучесть.

Натровая проба характеризует качество очистки масла при изготовлении и заключается в том, что равные объемы масла и раствора едкого натра в дистиллированной воде кипятят в пробирке и затем дают им отстояться. После отстоя сквозь нижний слой пытаются прочитать шрифт двух определенных размеров.

При свободном чтении мелкого шрифта очистка масла считается отличной и обозначается баллом 1; при чтении только более крупного шрифта очистка масла признается хорошей и обозначается баллом 2. В том случае, если более крупный шрифт прочесть нельзя, то очистка считается неудовлетворительной.

Прозрачность характеризует наличие посторонних включений в масле: механических загрязнений, воды, шлама.

Теплоемкость масла ГОСТ не устанавливается. В расчетах ее можно принимать

$$c = 4{,}187\ (0{,}415 + 0{,}0011t)\ \textit{кдж/кг·град};$$

$$c = 0{,}415 + 0{,}0011t\ \textit{ккал/кг·град},$$

где t — температура масла в °С.

Для сохранения физических свойств масла необходимо производить систематическую его очистку. Серьезное внимание следует уделять контролю масла при приемке с обязательным проведением испытания масла на окисляемость.

Масляный бак должен быть достаточно емким, так как это снижает кратность циркуляции масла, а следовательно, дает возможность маслу хорошо отстаиваться.

§ 32. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Маслоснабжение турбоагрегата обеспечивает подачу масла в систему смазки для смазывания и охлаждения подшипников турбины, генератора и в систему регулирования для изменения и удержания режимов работы агрегата.

В систему регулирования масло подается давлением 5,9—19,6 *бар* (6—20 *ати*), а в систему смазки — $p_{изб}$ = 0,69—1,18 *бар* (0,7—1,2 *ати*).

Подача масла в указанные системы во время работы турбогенератора осуществляется главным масляным насосом — объемным (шестеренчатым или винтовым) или центробежным.

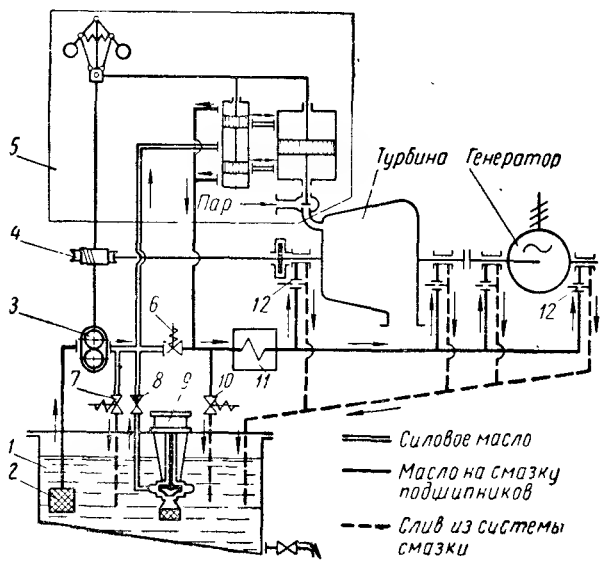
Принципиальная схема маслоснабжения турбогенератора объемным насосом представлена на фиг. 116.

Примерно до 1947—1950 гг. наибольшее распространение имели объемные насосы, обладающие свойством самовсасывания. Приводом главного масляного насоса является червячная передача от вала турбины. Масляные расходные цистерны системы, как правило, располагаются ниже оси турбины на расстоянии 1—1,5 *м*, поэтому главные объемные масляные насосы работают на принципе самовсасывания.

Свойство самовсасывания масляных насосов определяется разделением их напорной и всасывающей полостей зацеплением шестерен (или винтов) и малыми зазорами 0,1—0,15 *мм* между периферической окружностью зубьев и расточкой в корпусе насоса. Объемная производительность насоса пропорциональна числу оборотов, а создаваемое насосом давление зависит лишь от сопротивления маслосистемы.

При установившемся постоянном режиме работы турбины система регулирования находится в состоянии покоя, тогда масло на ее работу не расходуется. В этом случае все масло дросселируется в клапане *6* с $p_{изб}$ = 5,9 — 19,6 до 1,18—0,69 *бар* (6—20 до 1,2—0,7 *ати*) и, охлаждаясь при проходе через маслоохладитель *11*, поступает в систему смазки подшипников.

В каждый подшипник масло поступает через дозирующую диафрагму *12*. При изменении нагрузки турбогенератора (переходных режимах системы регулирования) грузы *5* регулятора скорости под действием центробежных сил сходятся или расходятся, передавая свое движение муфте через посредство рычажных и шарнирных связей. Движение муфты вниз или вверх, в свою очередь, передается на золотник посредством горизонтального рычага, который, передвигаясь, открывает окно в золотниковой втулке для прохода напорного масла в полость, расположенную над или под поршнем усилителя. При этом из другой полости



Фиг. 116. Принципиальная схема маслоснабжения с объемным насосом турбогенератора.

происходит слив масла в систему смазки подшипников. Таким образом, при изменении режимов масло из напорной полости насоса *3* поступает в систему смазки подшипников через редукционный клапан *6* и через окна золотниковой втулки в усилитель (сервомотор) системы регулирования. При открытии окон золотниковой втулки сопротивление в маслосистеме уменьшается, при этом давление масла в напорной линии насоса *3* падает. На изменение напорного давления реагирует масляный редуктор *6*, в котором уменьшается проходное сечение.

В результате происходящих изменений давление в напорной линии восстанавливается до значения, примерно равного давлению масла, установившемуся в начале режима. В результате увеличения расхода масла на усилитель (сервомотор) достигается

повышение быстроты действия системы регулирования, которое особенно важно при сбросе нагрузки от максимума до нуля.

Быстрота действия системы регулирования должна быть такой, чтобы при сбросе нагрузки от максимального значения до нуля повышение числа оборотов составляло $7 \div 8\%$ от рабочего числа оборотов, т. е. на $2{,}5—5\%$ меньше предела, при котором выбивает автомат безопасности.

Для того чтобы расход масла при переменных режимах на смазку подшипников не уменьшался, слив из системы регулирования направлен в линию смазки.

Использование объемного насоса для маслоснабжения турбогенераторов вызвало необходимость применения масляного редуктора *6*. В случае заедания редуктора *6* в положении полного закрытия или малого открытия его проходного сечения давление масла в напорной линии насоса может вызвать разрыв маслопроводов или корпуса насоса. Для избежания подобной аварии устанавливается предохранительный клапан *7*, который открывается при повышении давления в маслосистеме сверх допустимого, и через него масло сливается в масляный бак.

Предохранительный (сливной) клапан *10* служит для подрегулирования давления в системе смазки подшипников. Открывается этот клапан при повышении давления масла сверх допустимого значения; при этом масло в большем количестве сливается в бак и давление в системе смазки подшипников понижается.

Из подшипников турбогенератора масло самотеком сливается в сливную цистерну.

Заполнение маслосистемы маслом и маслоснабжение при пуске турбогенератора осуществляется вспомогательным турбонасосом *9*. Он обычно выполняется центробежного (реже шестеренчатого) типа с приводом от специальной вспомогательной паровой турбины малой мощности вертикального или горизонтального типа. Всасывающая часть масляного турбонасоса находится ниже уровня масла в расходной цистерне. От турбонасоса *9* масло поступает через обратный клапан *8* в напорную линию главного масляного насоса *3*. Далее поток масла раздваивается: основной поток его через редукционный клапан *6* и маслоохладитель *11* поступает на смазку подшипников турбогенератора, а часть масла поступает через находящийся в нижнем положении отсечной золотник в нижнюю полость усилителя (сервомотора), который при этом полностью открывает регулирующие клапаны. Пар в турбину поступает через медленно открываемый пусковой вентиль.

Когда число оборотов турбины достигает такой величины, при которой давление масла в напорной линии главного масляного насоса *3* превысит давление в линии нагнетания турбонасоса *9*, обратный клапан *8* закроется. В результате главный масляный насос *3* примет на себя маслоснабжение, после чего масляный вспомогательный турбонасос останавливается.

Турбонасос снабжен регулятором, поддерживающим давление масла на заданном уровне и автоматически отключающим его после пуска турбины — начала работы главного маслонасоса, а также включение турбонасоса при падении давления масла в системе в аварийном случае (например, при разрыве маслопровода и т. д.) или при останове турбины. В последнем случае турбонасос обеспечивает маслом систему смазки подшипников во время выбега ротора и при вращении его валоповоротным устройством.

В более поздних — современных турбинах стали применять два вспомогательных масляных насоса: пусковой турбонасос и аварийный электронасос. Пусковой турбонасос обеспечивает маслоснабжение всего агрегата во время пуска и останова. Он так же, как в ранее рассмотренной схеме, обеспечивает снабжение маслом при пуске (при малых оборотах) до тех пор, пока главный насос не создаст необходимого давления.

Аварийный центробежный насос обеспечения смазки с приводом от электромотора служит для маслоснабжения подшипников до включения турбонасоса при пуске турбины на случай недопустимого снижения давления масла в системе и при проворачивании ротора валоповоротным устройством. Аварийный электронасос включается автоматически при помощи специального реле.

Пуск турбины при подаче масла электронасосом невозможен, так как создаваемое им давление масла недостаточно для открытия клапанов регулирования.

В некоторых системах маслоснабжения турбин более позднего выпуска пусковой турбонасос заменен электронасосом высокого давления с автоматическим реле пуска и выключения.

Червячный привод главного масляного насоса от вала турбины не может создать вполне надежную передачу из-за того, что положение вала турбины в опорном подшипнике меняется при изменении числа оборотов турбины, вибрации ротора и вязкости масла (температуры его). Все вместе взятое, естественно, приводит к расцентровке червячно-зубчатой передачи, снижению надежности и к. п. д. привода.

В целях сохранения центровки передачи в ряде конструкций вал турбины соединяется с валом червяка или зубчатого колеса гибкой муфтой, при этом вал червяка располагается в своих опорных подшипниках.

В двухцилиндровых турбинах при соединении роторов ц. в. д. и ц. н. д. гибкой муфтой наблюдаются повреждения зубчатой передачи привода главного насоса, вызванные повышенной вибрацией сравнительно легкого ротора ц. в. д. на масляной пленке опорных подшипников. Для уменьшения такого нежелательного явления, получения более надежной работы зубчатой передачи между роторами ц. в. д. и ц. н. д. устанавливают жесткую муфту. Такой опыт безаварийной работы зубчатых редукторов был получен ЛМЗ в 1958—1959 гг. на турбине К-100-90 (ВК-100-2).

В современном отечественном турбостроении и за рубежом применяется простая, надежная и чувствительная система гидродинамического регулирования или система регулирования с гидравлическими связями.

В этих системах механические рычажные связи с шарнирными соединениями заменены гидравлическими, а главный объемный насос, подающий масло в систему регулирования и в систему смазки подшипников, заменен центробежным насосом. Обычно в системах маслоснабжения и регулирования применяются один или два центробежных насоса. В первом случае центробежный насос является импульсным органом регулятора скорости и силовым насосом, т. е. подает масло в измеритель регулятора скорости, в усилители и в систему смазки; во втором случае (что является наиболее правильным), маслоснабжение осуществляется одним насосом, а второй используется лишь в качестве импульсного датчика.

Рабочие колеса центробежных насосов насаживаются непосредственно на передний конец вала турбины или на отдельный вал, который помещается в свои подшипники и соединяется с передним концом вала турбины при помощи гибкой муфты или шлицевого валика, проходящего через пустотелый вал насоса.

Зазоры в уплотнениях насосов достаточно большие, поэтому при любых режимах работы касания подвижных частей о неподвижные не происходит.

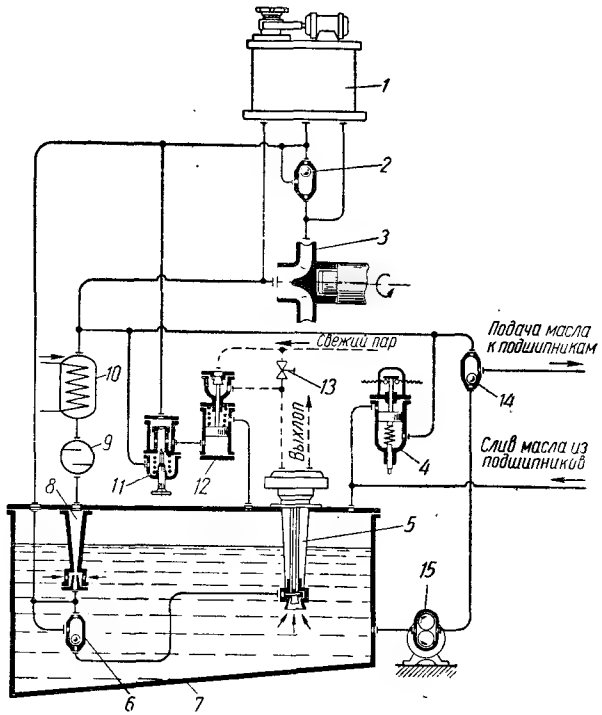
С применением центробежного насоса для подачи масла отпала необходимость в шестеренчатом (или винтовом) насосе, в червячной (или зубчатой) передаче, в редукторе и масла в предохранительных (сливных) клапанах.

Для создания подпора во всасывающем патрубке центробежных насосов, тем самым предотвращения срыва работы центробежных насосов, не обладающих свойством самовсасывания, а также для снабжения маслом системы смазки применяются струйные насосы — инжекторы.

На фиг. 117 представлена схема маслоснабжения турбин малых мощностей КТЗ с одним центробежным насосом. Такая система обеспечивает маслом гидродинамическую систему регулирования и смазку подшипников турбины и генератора. Состоит она из следующих основных узлов: главного масляного насоса *3*, пускового масляного турбонасоса *5*, инжектора *8*, масляного охладителя *10*, масляного фильтра *9*, масляной цистерны *7*, аварийного электронасоса *15* и регулирующей аппаратуры.

Центробежный масляный насос *3* выполняет роль импульсного и силового насосов, его рабочее колесо является упорным гребнем упорного подшипника. Применение в турбинах малых мощностей одного насоса обусловлено относительно малыми расходами масла для системы регулирования и системы смазки подшипников. Центробежный насос *3*, выполняющий роль датчика импульса изменения числа оборотов, имеет прямую горизонтальную харак-

теристику для исключения влияния расхода на напор. Такая характеристика может быть получена в насосе с радиальными лопатками на выходе. В данном случае радиальные каналы в рабочем колесе насоса *3* выполнены в виде радиальных сверлений. В турбинах КТЗ рабочее колесо масляного насоса *3* одновременно является упорным гребнем упорного подшипника, им же осуществляется смазка упорных колодок и вкладыша первого опорного подшипника с помощью создаваемого насосом высокого давления 5,9—9,8 *бар* (6—10 *кг/см*²) (см. фиг. 111).



Фиг. 117. Схема маслоснабжения маломощной турбины КТЗ.

При эксплуатации турбины подача масла в систему регулирования (импульсного и силового) осуществляется непосредственно центробежным масляным насосом *3*, а в систему смазки подшипников турбины и генератора и создания подпора во всасывающей линии насоса *3* — посредством маслоструйного инжектора *8*. Приемная камера инжектора *8* находится ниже уровня масла в расходной цистерне.

Масло из напорной линии насоса *3* подается к соплу инжектора, в котором поток масла приобретает кинетическую энергию, проходит смесительную камеру и поступает в горловину диффузора, увлекая при этом масло из смесительной камеры и сообщая ему часть своей кинетической энергии. В смесительной камере инжектора давление становится немного меньше атмосферного, поэтому в нее поступает масло из бака. В диффузоре проходное сечение постепенно увеличивается, в результате чего кинетическая энергия потока масла преобразуется в потенциальную энергию. Обычно давление масла на выходе из диффузора инжектора $p_{изб} = 0{,}29 \div 1{,}18$ *бар* (0,3—1,2 *ати*). В данной схеме КТЗ давление масла на выходе из диффузора инжектора 0,49 *бар* (0,5 *ати*). По выходе из инжектора *8* масло проходит через фильтр *9*, который служит для очистки масла, циркулирующего в маслосистеме и через маслоохладитель *10*, предназначенный для охлаждения масла.

Заполнение системы маслом и маслоснабжение при пуске турбогенератора осуществляется пусковым турбонасосом *5*, всасывающая часть которого находится непосредственно под уровнем масла в цистерне. Масло от турбонасоса поступает через обратный клапан *6* в сопло инжектора *8* для обеспечения подачи масла в систему смазки и через находящийся в нижнем положении отсечной золотник для подачи в верхнюю полость усилителя сервомотора ц. в. д. Регулирующие клапаны при этом полностью открываются.

Обратный клапан *2* не дает маслу сливаться через насос-регулятор *3* в систему смазки.

По достижению числа оборотов ротора, при котором давление в линии нагнетания насоса-регулятора превысит давление в напорной линии пускового турбонасоса, обратный клапан *2* откроется, а обратный клапан *6* закроется. С этого момента маслоснабжение осуществляется насосом-регулятором *3*, а турбонасос *5* останавливается.

Турбонасосом обеспечивается маслоснабжение всего агрегата и при останове турбины. Этот турбонасос снабжен регулятором *11*, поддерживающим давление масла на заданном уровне и автоматически включающим его при останове турбины, а также отключающим его после пуска турбины.

При недопустимом снижении давления масла в системе смазки при помощи реле автоматически включается аварийный масляный электронасос *15*, который имеет электродвигатель постоянного тока.

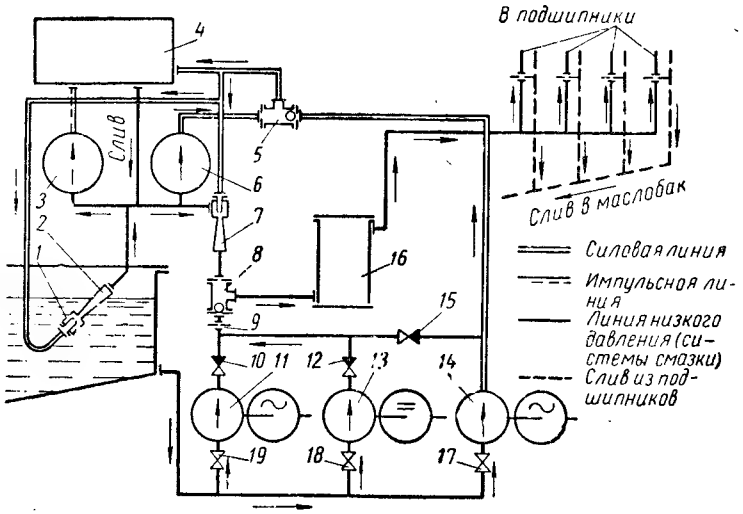
На фиг. 118 изображена схема маслоснабжения двумя центробежными насосами. Насос *3* (импеллер) является импульсным органом гидродинамического регулятора скорости. Главный масляный насос *6* служит для подачи силового масла в блок регулирования *4* через обратный клапан *5* и снабжения маслом системы смазки подшипников посредством инжектора *7*.

В данной системе применены два инжектора *2* и *7* для уменьшения мощности, потребляемой насосом, которое заключается в том, что давление, создаваемое во всасывающей линии насосов *3*

и *6* инжектором *2*, может быть доведено до наименьшей величины $p_{изб} = 0{,}29 \div 0{,}49$ *бар* (0,3—0,5 *ати*), а в системе смазки создается давление до 1,18 *бар* (1,2 *ати*) инжектором *7*.

Из инжектора *7* масло подается через обратный клапан *8* и маслоохладители *16* к подшипникам турбогенератора, откуда самотеком сливается в маслобак.

Слив масла из блока регулирования осуществлен во всасывающую линию насосов *3* и *6*.



Фиг. 118. Принципиальная схема маслоснабжения с двумя центробежными насосами.

Для пуска турбины вместо турбонасоса применяется электронасос высокого давления *14* с приводом от электродвигателя переменного тока. Давление и производительность масла электронасоса *14* выбираются равными давлению и производительности главного масляного насоса *6*.

Масло от электронасоса *14* через обратный клапан *5* подается в те же трубопроводы, что и масло от главного масляного насоса *6*.

Следовательно, при работе пускового электронасоса обеспечены маслом система регулирования, система смазки и всасывающая линия центробежных насосов *3* и *6*.

Обратный клапан *5* предотвращает слив напорного масла через главный масляный насос *6* в систему смазки. Все вспомогательные электронасосы *11*, *13* и *14* устанавливаются на уровне пола конденсационного помещения (ниже уровня масла в баке), поэтому они не нуждаются в принудительной подаче масла из расходной цистерны.

Для длительного вращения ротора на валоповоротном устройстве установлен электронасос низкого давления (н. д.) *13*, подающий масло в систему смазки подшипников. Обратные клапаны *8*, *5* и *12* предусматриваются для предотвращения слива масла через инжекторы, силовой насос *6* и вспомогательный насос н. д. *13* с приводом от двигателя постоянного тока в маслобак *1*.

Масло из линии нагнетания электронасоса н. д. с давлением несколько более высоким (за счет дроссельной шайбы *9*) подается в систему регулирования для удаления воздуха из маслопроводов системы регулирования путем создания в них давления от электронасоса смазки перед запуском пускового электронасоса в. д. *14*.

В случае аварии с потерей собственных нужд станции, когда включение пускового электронасоса в. д. *14* становится невозможным, для смазки подшипников предусматривается аварийный электронасос н. д. *13* с приводом от электродвигателя постоянного тока, питаемого от аккумуляторных батарей. Аварийный электронасос *13* с двигателем постоянного тока включается в систему так же, как и электронасос н. д. *11*.

Электронасосы н. д. *11* и *13* имеют реле давления, которое при падении давления масла в системе до $p_{изб} = 0{,}59$ *бар* (0,6 *ати*) включает электронасос *11* с двигателем переменного тока, а при падении давления масла в системе до $p_{изб} = 0{,}49$ *бар* (0,5 *ати*) включается аварийный электронасос *13* с двигателем постоянного тока. В случае падения давления масла до $p_{изб} = 0{,}29$ *бар* (0,3 *ати*) валоповоротное устройство отключается. Для переключения подачи масла в системе имеются запорные клапана *17*, *18* и *19*.

ГЛАВА VII

РОТОР ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

§ 33. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Ротором называется вращающаяся часть турбины, состоящая из вала с насаженными на него дисками или кованный за одно целое вал с дисками или свареный из отдельных деталей.

На диски ротора набираются и крепятся рабочие лопатки. Кроме этих основных деталей, на роторе имеются мелкие детали (втулки, полумуфты, кольца, гайки и другие), которые также крепятся на нем или выполняются заодно с ним.

В зависимости от способа изготовления и соединения вала с дисками роторы активных аксиальных турбин подразделяются на роторы с насадными дисками (см. фиг. 130 и 131), цельнокованые (см. фиг. 139), комбинированные, представляющие собой комбинацию цельнокованой части ротора, соединенной с ротором, имеющим насадные диски (см. фиг. 140), и сварные (см. фиг. 142).

Роторы реактивных аксиальных турбин имеют конструкцию барабанного типа, изготовляются из одной целой поковки или из нескольких частей, сваренных или механически скрепленных между собой (см. фиг. 141).

Роторы реактивных радиальных турбин имеют дисковую конструкцию, в которой на вал насаживаются диски (см. фиг. 137, *б*); или вал комбинируется с откованным заодно с ним диском и с отдельно изготовленными насадными дисками.

Рабочие лопатки вместе с сопловыми лопатками, закрепленными в деталях статора, образуют проточную часть турбины.

Крутящий момент, возникающий от окружного усилия, развиваемого потоком пара на рабочих лопатках, передается через диски рабочих колес валу ротора турбины и соединительную муфту на вал генератора тока, или воздуходувки, компрессора, насоса и т. п.

В отечественном турбостроении нашли широкое применение осевые активные турбины, обладающие перспективной конструкцией, дающей возможность при повышении параметров пара неограниченного увеличения мощности в одном агрегате.

Реактивные турбины радиального типа такими возможностями не располагают.

Следует отметить, что в настоящее время зарубежными фирмами в основном изготовляются турбины повышенных мощностей, преимущественно активного типа. В отечественном турбостроении исключением является турбина Р-100-300/31 (СКР-100)-ХТГЗ с $t_0 = 650°$ С, $p_{0_{абс}} = 294{,}2$ *бар* ($p_0 = 300$ *ата*), $p_{к_{абс}} = 30{,}4$ *бар* ($p_к = 31$ *ата*), с реактивной проточной частью. Ротор ц. с. в. д. ее показан ранее на фиг. 41 и 76.

Таким образом, конструкция ротора турбин определяется:

1) типом облопачивания — активным или реактивным;
2) направлением потока пара — аксиальным или радиальным;
3) условиями работы — температурой пара, окружными скоростями.

Барабанная конструкция ротора применяется при реактивном облопачивании, работающем на небольших окружных скоростях (см. фиг. 141).

Дисковая конструкция роторов пригодна для реактивного и активного облопачивания и может работать в широком диапазоне окружных скоростей, но при умеренных температурах примерно до 350—400° С (см. фиг. 130 и 131).

В современных активных паровых турбинах с высокими параметрами для высоких температур (выше 400—350° С) применяются цельнокованые роторы (фиг. 139), а все части низкого давления ротора с насадными дисками. Если в одном цилиндре турбины происходит изменение температур пара в большом интервале от значений более 400—350° С до малых температур, то применяется комбинированный ротор, в котором передняя часть цельнокованая, а задняя — с насадными дисками (фиг. 140).

§ 34. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БАРАБАНОВ И ДИСКОВ РОТОРА

Расчет барабанов

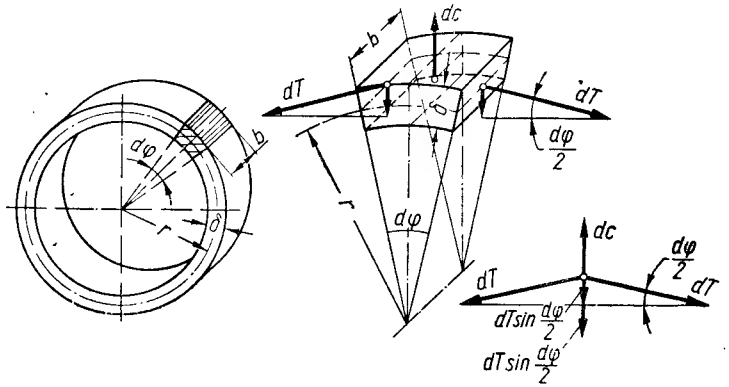
В реактивных турбинах осевого типа (см. фиг. 141, *а*) ротор выполняется в виде полого барабана, толщина стенок которого по сравнению с диаметром имеет малую величину.

При расчете на прочность такой барабан рассматривается как свободно вращающееся кольцо, нагруженное центробежными силами собственной массы и массы закрепленных на нем рабочих лопаток с промежуточными телами.

Рассмотрим определение возникающих напряжений при вращении кольца под действием центробежных сил собственной массы (фиг. 119). Для этого выделим элемент кольца длиной b, ограниченный двумя радиальными сечениями, образующими бесконечно малый центральный угол $d\varphi$.

Под действием центробежных сил собственной массы элемента кольца dC при его вращении возникают окружные (тангенциальные) силы dT в результате сцепления данного элемента с соседними.

Спроектируем действующие силы во вращающемся элементе кольца на радиальное направление действия центробежных сил dC



Фиг. 119. К расчету напряжений в тонком вращающемся кольце.

(фиг. 119). Условие равновесия элемента кольца запишется так:

$$dC - 2dT \cdot \sin\frac{d\varphi}{2} = 0. \qquad (67)$$

Ввиду малости угла $d\varphi$ принимаем $\sin\frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$, тогда уравнение (67) примет вид

$$dC - dT \cdot d\varphi = 0. \qquad (68)$$

Рассмотрим силы, входящие в это уравнение (68).

Центробежная сила элемента

$$dC = dm \cdot r\omega^2 = \frac{\gamma}{g} \cdot b\delta d\varphi r^2\omega^2, \qquad (69)$$

где $dm = \frac{\gamma}{g} \cdot b\delta r\, d\varphi$ — масса элемента;

γ — удельный вес материала в *н/м³* (*кг/см³*);

$g = 9{,}81$ *м/сек²* ($g = 981$ *см/сек²*) — ускорение свободного падения;

ω — угловая скорость в *рад/сек*.

Сила, возникающая в радиальных сечениях кольца, в предположении равномерного распределения тангенциальных напряжений σ_u по его толщине определится из уравнения

$$dT = \sigma_u b\delta. \qquad (70)$$

Подставляя выражения сил из выражения (69) и (70) в уравнение (68), получим

$$\frac{\gamma}{g} \cdot b\delta\, d\varphi r^2\omega^2 - \sigma_u b\delta\, d\varphi = 0, \qquad (71)$$

откуда

$$\sigma_u = \frac{\gamma}{g} r^2\omega^2 = \frac{\gamma}{g} u^2. \qquad (72)$$

Из полученного уравнения (72) следует, что тангенциальные напряжения в тонком свободно вращающемся кольце пропорциональны квадрату окружной скорости.

Принимая для стали $\gamma = 76{,}98$ *кн/м³* ($7{,}85 \cdot 10^{-3}$ *кг/см³*), получим

$$\left.\begin{aligned} \sigma_u &= 0{,}00785u^2 \ \textit{Мн/м}^2; \\ \text{или} \quad \sigma_u &= 0{,}08u^2 \ \textit{кГ/см}^2, \end{aligned}\right\} \qquad (73)$$

где u в *м/сек*.

Величины напряжений в стальном барабане для различных окружных скоростей, найденные по уравнению (73), запишем

u в *м/сек*	75	100	125	150	200	250
σ_u в *Мн/м²* (*кг/см²*)	44,1 (450)	78,5 (800)	122,6 (1250)	176,5 (1800)	313,8 (3200)	490,3 (5000)

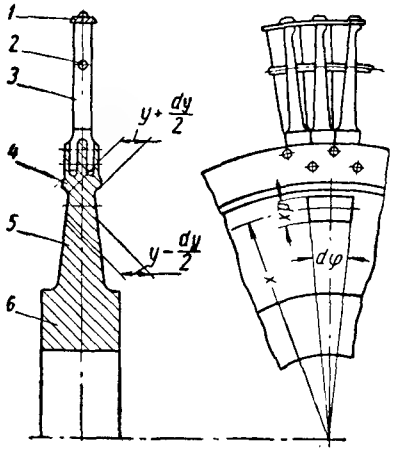
Из рассмотренного следует, что окружные скорости порядка $u = 140$ *м/сек* являются предельными для барабанной конструкции ротора из материала с пределом текучести порядка $\sigma_s = 392{,}3$ *Мн/м²* ($\sigma_s = 4000$ *кГ/см²*), если запас прочности принять $k = \frac{\sigma_s}{\sigma_u} = 2{,}5$. Центробежные силы рабочих лопаток, закрепленных на барабане, повышают напряжения в нем и вынуждают ограничиваться еще меньшими окружными скоростями.

Основное уравнение вращающегося диска произвольного профиля

Диски паровых турбин при вращении испытывают напряжения и деформации, изменяющиеся по радиусу от действия: центробежных сил масс лопаток, бандажей и промежуточных тел; центробежных сил собственной массы и от натяга на внутренней поверхности ступицы при горячей посадке дисков на вал. Наибольшие величины напряжений вызываются центробежными силами собственной массы диска.

При переменных тепловых режимах тело диска приобретает равные температуры за счет изменения толщины его по диаметру, что приводит к появлению дополнительных температурных напряжений. Величины этих напряжений возрастают с увеличением скорости изменения температуры пара.

Для вывода основного уравнения рассмотрим вращающийся диск произвольного профиля, симметричный относительно средней плоскости, перпендикулярной к оси вала (фиг. 120). Напряжения считаем равномерно распределенными по толщине диска. Для определения напряжений от центробежных сил рассматривается условие равновесия бесконечно малого элемента диска (фиг. 120, 121), выделенного двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами $x - \frac{dx}{2}$ и $x + \frac{dx}{2}$, двумя радиальными плоскостями, проходящими через ось вращения под углом $d\varphi$ друг к другу и боковыми поверхностями диска. Таким образом, толщина элемента равна толщине диска: на расстоянии $x - \frac{dx}{2}$ от оси вращения его толщина равна $y - \frac{dy}{2}$, а на расстоянии $x + \frac{dx}{2}$ она равна $y + \frac{dy}{2}$.



Фиг. 120. Диск произвольного профиля:

1 — ленточный бандаж; *2* — проволочный бандаж; *3* — рабочие лопатки; *4* — обод диска; *5* — тело (полотно) диска; *6* — втулка (ступица) диска.

Во вращающемся диске от действия центробежных сил на гранях рассматриваемого бесконечно малого элемента возникнут напряжения: на цилиндрических поверхностях — радиальные напряжения σ_r, а на радиальных поверхностях — тангенциальные напряжения σ_t. Указанные напряжения направлены перпендикулярно к соответствующим граням элемента. Для равновесия бесконечно малого элемента необходимо условие: сумма проекций всех сил, приложенных к элементу, на его радиальное направление (фиг. 121, *б*) должна равняться нулю:

$$dR' + dC - dR - dT \cdot d\varphi = 0. \qquad (74)$$

В данное уравнение, ввиду малой величины угла $\frac{d\varphi}{2}$, подставлена величина проекции двух тангенциальных сил $dTd\varphi$ вместо $2dT \cdot \sin\frac{d\varphi}{2}$, так как

$$2\sin\frac{\varphi}{2} \approx 2 \cdot \frac{d\varphi}{2} \approx d\varphi.$$

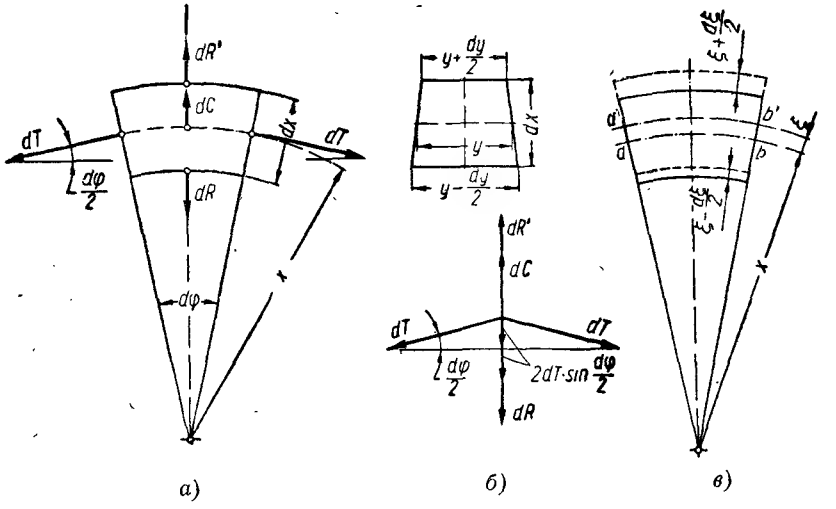
Силы, действующие на гранях элемента dR', dR и dT и входящие в уравнение (74), выразим через площади граней и напряжения:

1. Радиальная сила, действующая на внешнюю цилиндрическую поверхность элемента,

$$dR' = \left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{2}\right)\left(x + \frac{dx}{2}\right) d\varphi \left(y + \frac{dy}{2}\right). \qquad (75)$$

2. Радиальная сила, действующая на внутреннюю цилиндрическую поверхность элемента,

$$dR = \left(\sigma_r - \frac{d\sigma_r}{2}\right)\left(x - \frac{dx}{2}\right) d\varphi \left(y - \frac{dy}{2}\right). \qquad (76)$$



Фиг. 121. Элемент вращающегося диска:

а — элемент вращающегося диска с приложенными силами; *б* — диаграмма сил; *в* — деформация элемента.

3. Каждая из сил, действующих на боковую грань, определится так:

$$dT = \sigma_t y\, dx. \qquad (77)$$

Центробежную силу массы элемента находим по уравнению

$$dC = dmx\omega^2 = \frac{\gamma}{g} x^2 \omega^2 y\, dx d\varphi, \qquad (78)$$

где

$dm = \frac{\gamma}{g} y dx x d\varphi$ — масса элемента.

Подставляя в уравнение (74) значения сил из уравнений (75—78), получим

$$\left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{2}\right)\left(x + \frac{dx}{2}\right)d\varphi\left(y + \frac{dy}{2}\right) + \frac{\gamma}{g}x^2\omega^2 y\,dx\,d\varphi -$$

$$-\left(\sigma_r - \frac{d\sigma_r}{2}\right)\left(x - \frac{dx}{2}\right)d\varphi\left(y - \frac{dy}{2}\right) - \sigma_t y\,dx\,d\varphi = 0. \quad (79)$$

Упрощая уравнение и пренебрегая бесконечно малыми высших порядков, получим

$$\frac{\gamma}{g}x^2\omega^2 y\,dx\,d\varphi + d\varphi\,(d\sigma_r xy + \sigma_r x\,dy + \sigma_r y\,dx) -$$

$$-\sigma_t y\,dx\,d\varphi = 0. \quad (80)$$

Почленным делением на $dx \cdot d\varphi$ уравнение (80) приводится к следующему виду:

$$\frac{\gamma}{g}\omega^2 x^2 y + \frac{d\sigma_r}{dx}xy + \sigma_r\left(x\frac{dy}{dx} + y\right) - \sigma_t y = 0. \quad (81)$$

Интегрирование данного уравнения дает зависимости между радиальными и тангенциальными напряжениями в диске, а также радиусом и его толщиной. Для расчета диска необходимо связать напряжения σ_r и σ_t с величинами деформаций.

Связь между относительными удлинениями и напряжениями выражается законом Гука

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_r - \mu\sigma_t}{E}; \quad (82)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \mu\sigma_r}{E}, \quad (83)$$

где ε_r и ε_t — относительные радиальные и тангенциальные удлинения;

μ — коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0{,}3$);

E — модуль упругости.

Решая эти уравнения относительно σ_r и σ_t, найдем

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t); \quad (84)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_t + \mu\varepsilon_r). \quad (85)$$

Выразим относительные удлинения ε_r и ε_t через радиальное удлинение радиуса x на величину ξ, полученного в результате напряженного состояния (фиг. 121, *в*). До деформации длина элемента окружности радиуса x была равна $ab = x \cdot d\varphi$, а после деформации она стала $a'b' = (x + \xi)d\varphi$, таким образом, относительное тангенциальное удлинение на радиусе x равно

$$\varepsilon_t = \frac{a'b' - ab}{ab} = \frac{\xi}{x}. \quad (86)$$

Если в результате напряженного состояния радиус x увеличился на величину ξ, то величина dx выделенного элемента (фиг. 121, *в*) увеличится на $d\xi$, тогда относительное радиальное удлинение

$$\varepsilon_r = \frac{d\xi}{dx}. \quad (87)$$

Подставляя выражения (86) и (87) в уравнения (84) и (85), получим

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{d\xi}{dx} + \mu\frac{\xi}{x}\right); \quad (88)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{\xi}{x} + \mu\frac{d\xi}{dx}\right). \quad (89)$$

Из уравнения (88) найдем производную $\frac{d\sigma_r}{dx}$:

$$\frac{d\sigma_r}{dx} = \frac{E}{1-\mu^2}\left(\frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{\mu}{x}\cdot\frac{d\xi}{dx} - \mu\frac{\xi}{x^2}\right). \quad (90)$$

Подставляя эти выражения для σ_r, σ_t и $\frac{d\sigma_r}{dx}$ в основное уравнение (81), после несложных преобразований получим его в таком виде:

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} + \left(\frac{1}{y}\cdot\frac{dy}{dx} + \frac{1}{x}\right)\frac{d\xi}{dx} + \left(\frac{\mu}{xy}\cdot\frac{dy}{dx} - \frac{1}{x^2}\right)\xi +$$

$$+\frac{(1-\mu^2)\gamma\omega^2}{Eg}\cdot x = 0. \quad (91)$$

Уравнение (91) дает закон изменения относительной толщины диска с изменением радиуса в зависимости от деформаций, а следовательно, от напряжений. Уравнения (88), (89), (91) при определении напряжений в диске являются основными.

Возможны два пути решения поставленной задачи:

1) для заданного профиля диска и известного закона изменения y в зависимости от радиуса x определить σ_r и σ_t в функции от x;

2) по одному из заданных напряжений σ_r или σ_t и угловой скорости ω найти второе напряжение в зависимости от изменения y с изменением x.

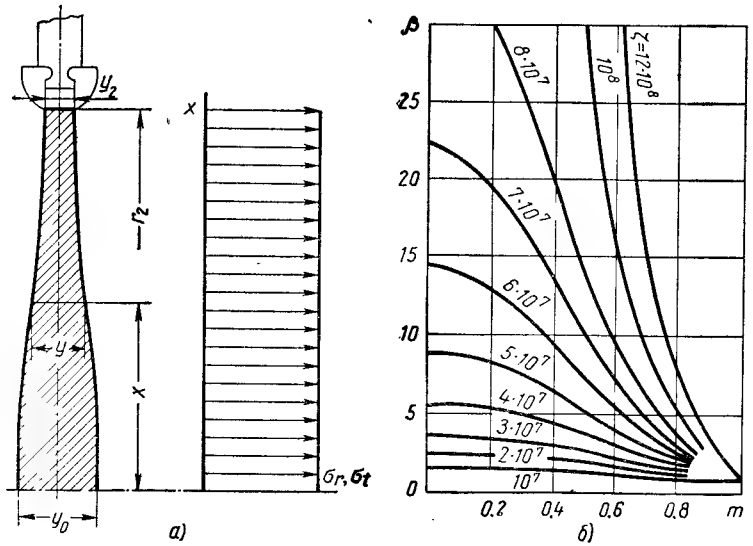
Точное решение уравнений (88), (89), (91) возможно только для дисков постоянной толщины, равного сопротивления и гиперболического профиля.

Диски равного сопротивления

Диском равного сопротивления (фиг. 122, *а*) является диск без центрального отверстия (сплошной диск), в котором радиальные и тангенциальные напряжения одинаковы и равны друг другу во всех точках, т. е.

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_0 = \text{const}. \qquad (92)$$

Для вывода формулы диска равного сопротивления воспользуемся уравнением (81) диска произвольного профиля, в котором



Фиг. 122. К расчету диска равного сопротивления:

а — распределение радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений в диске; *б* — зависимость коэффициента β от отношения m при различных значениях ζ.

по уравнению (92) два последних члена равны, но с разными знаками, поэтому они сокращаются; кроме того, второй член уравнения равен нулю, так как $\frac{d\sigma_r}{dx} = 0$, тогда получим

$$\frac{\gamma}{g}\omega^2 x^2 y + \sigma_0 x \cdot \frac{dy}{dx} = 0. \qquad (93)$$

После разделения переменных интегрирования, определения из граничных условий постоянной интегрирования в месте перехода диска в обод (принимая здесь $x = r_2$ и $y = y_2$) получим уравнение, которое можно написать в виде

$$y = \beta y_2, \qquad (94)$$

где

$$\beta = e^{\frac{\gamma\omega^2}{2g\sigma_0}\left(r_2^2 - x^2\right)}.$$

Подставляя в выражение β для стали $\gamma = 78{,}5$ *кн/м*^{3} ($\gamma = 8\cdot10^{-3}$ *кг/см*^{3}) $\omega = \frac{\pi n}{30}$ *рад/сек* и обозначив $\frac{x}{r^2} = m$ и $\frac{n^2 r_2^2}{\sigma_0} = \zeta$, получим

$$\beta = e^{4{,}47\cdot10^{-8}\zeta(1-m^2)}. \qquad (95)$$

Значения β для различных ξ и m даны на фиг. 122, *б*.

Для расчета профиля диска равного сопротивления по уравнению (94) необходимо иметь заданными угловую скорость ω, радиус места перехода диска в обод r_2, а также одну из величин: напряжение σ_0 или толщину диска y_2 в месте перехода диска в обод. Две последние величины связаны соотношением

$$y_2 = \frac{C_л + kC_{об}}{2\pi r_2 \sigma_0} \text{ см}, \qquad (96)$$

где $C_л$ — центробежная сила лопаток и бандажей в *н* (*кГ*);
$C_{об}$ — центробежная сила обода диска в *н* (*кГ*);
$k = \frac{2}{3}$ — коэффициент разгрузки, учитывающий, что центробежная сила сплошного обода передается на диск частично (для разрезного в осевом направлении обода $k = 1$).

Определим толщину диска y_0 на оси вращения для различных значений окружных скоростей u_2 и постоянном σ_0. При $x = 0$ формула (94) имеет вид

$$\ln\frac{y_0}{y_2} = \frac{\gamma\omega^2 r_2^2}{2g\sigma_0} = \frac{\gamma u_2^2}{2g\sigma_0} = \frac{\varrho u_2^2}{2\sigma_0}, \qquad (97)$$

где

$u_2 = r_2\omega$; ϱ — плотность.

Например, при $\sigma_0 = 196{,}1$ *Мн/м*^{2} ($\sigma_0 = 2000$ *кГ/см*^{2}) и $\gamma = 78{,}5$ *кн/м*^{3} ($\gamma = 8\cdot10^{-3}$ *кг/см*^{3}) найдем значения $\frac{y_0}{y_2}$ для различных окружных скоростей u_2:

u_2 в *м/сек*	100	200	300	400	500
$\frac{y_0}{y_2}$	1,23	2,26	6,26	26,4	184.

Из этого примера следует, что тощина диска равного сопротивления на оси вращения очень сильно возрастает при увеличении окружной скорости u_2 на периферии, что ограничивает применение дисков равного сопротивления. Кроме того, такие диски

должны изготавливаться без центрального отверстия, что не позволяет их применять в насадных конструкциях роторов. Диски равного сопротивления имеют ограниченное применение в одноступенчатых турбинах с консольным расположением диска и в сварных роторах, составленных из отдельных дисков, не имеющих отверстия и сваренных по ободу.

Диски постоянной толщины

Применяя основное уравнение (91) для диска произвольного профиля к диску постоянной толщины (фиг. 123, *а*, *б*), полагая толщину диска y, равную постоянной величине b ($y = b$), получим

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{1}{x}\cdot\frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x^2} + \frac{\gamma\omega^2}{g}\cdot\frac{1-\mu^2}{E}x = 0. \qquad (98)$$

Первые три члена уравнения (98) могут быть записаны в виде

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} + \frac{1}{x}\cdot\frac{d\xi}{dx} - \frac{\xi}{x^2} = \frac{d}{dx}\left[\frac{1}{x}\cdot\frac{d}{dx}(\xi x)\right].$$

Кроме того, для краткости записи обозначим

$$A = \frac{\gamma\omega^2}{g}\cdot\frac{1-\mu^2}{E}, \qquad (99)$$

тогда уравнение (98) можно записать так:

$$\frac{d}{dx}\left[\frac{1}{x}\cdot\frac{d}{dx}(\xi x)\right] + Ax = 0. \qquad (100)$$

Интегрируя это выражение, получим выражение

$$\frac{1}{x}\cdot\frac{d}{dx}(\xi x) = -\frac{A}{2}x^2 + 2C_1,$$

или произведя в нем почленное умножение на x, получим

$$\frac{d}{dx}(\xi x) = -\frac{A}{2}x^3 + 2C_1 x.$$

После интегрирования последнего выражения

$$\xi x = -\frac{A}{8}x^4 + C_1 x^2 + C_2,$$

сокращая на x, получим

$$\xi = -\frac{A}{8}x^3 + C_1 x + \frac{C_2}{x}. \qquad (101)$$

Пользуясь уравнением (101), составим выражения $\frac{d\xi}{dx}$ и $\frac{\xi}{x}$:

$$\frac{d\xi}{dx} = -\frac{3}{8}Ax^2 + C_1 - \frac{C_2}{x^2}; \qquad (102)$$

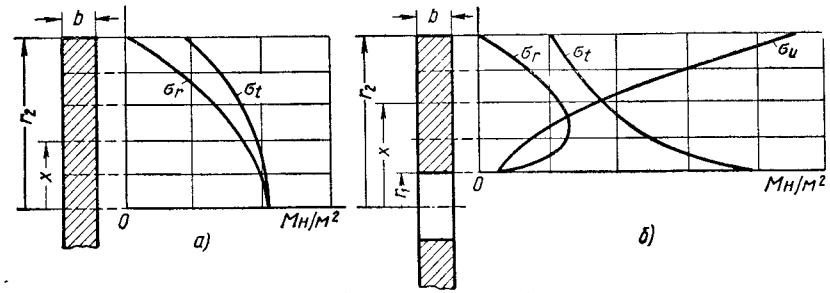
$$\frac{\xi}{x} = -\frac{A}{8}x^2 + C_1 + \frac{C_2}{x^2}. \qquad (103)$$

Подставим выражения (102) и (103) в уравнения (88), (89) и, выполнив преобразования, получим

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2}\left[-(3+\mu)\frac{A}{8}x^2 + (1+\mu)C_1 - (1-\mu)\frac{C_2}{x^2}\right]; \qquad (104)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2}\left[-(1+3\mu)\frac{A}{8}x^2 + (1+\mu)C_1 + (1-\mu)\frac{C_2}{x^2}\right]. \qquad (105)$$

Уравнения (104) и (105) являются основными для диска постоянной толщины. Производные постоянные интегрирования C_1 и C_2 в данных уравнениях определяются из граничных условий.



Фиг. 123. Диски постоянной толщины:

а — без центрального отверстия; *б* — с центральным отверстием.

Рассмотрим диск постоянной толщины с центральным отверстием (фиг. 123, *б*). Этот диск не несет внешней нагрузки и насажен на вал без натяга.

Для определения напряжений, создаваемых центробежными силами собственной массы диска, воспользуемся уравнениями (104) и (105). В данном случае производные постоянные C_1 и C_2 по уравнению (104) определятся из граничных условий: радиальные напряжения $\sigma_r = 0$ на внешней цилиндрической поверхности диска радиуса r_2 и внутренней расточке радиуса r_1.

При $x = r_1$ $\sigma_r = 0$, тогда

$$\frac{E}{1-\mu^2}\left[-(3+\mu)\frac{A}{8}\cdot r_1^2 + (1+\mu)C_1 - (1-\mu)\frac{C_2}{r_1^2}\right] = 0.$$

При $x = r_2$ $\sigma_r = 0$, тогда

$$\frac{E}{1-\mu^2}\left[-(3+\mu)\frac{A}{8}\cdot r_2^2 + (1+\mu)C_1 - (1-\mu)\frac{C_2}{r_2^2}\right] = 0.$$

Решением этих уравнений относительно C_1 и C_2 получим

$$C_1 = \frac{3+\mu}{1+\mu} \cdot \frac{A}{8} \cdot (r_1^2 + r_2^2); \qquad (106)$$

$$C_2 = \frac{3+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{A}{8} \cdot r_1^2 r_2^2. \qquad (107)$$

Подставляя значения C_1 и C_2 из выражений (106) и (107) и A из выражения (99) в уравнения (104) и (105), получим:

$$\sigma_r = \frac{\gamma\omega^2}{g} \cdot \frac{3+\mu}{8} \cdot \left(r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - x^2\right); \qquad (108)$$

$$\sigma_t = \frac{\gamma\omega^2}{g} \cdot \frac{3+\mu}{8} \left(r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - \frac{1+3\mu}{3+\mu} \cdot x^2\right). \qquad (109)$$

Для краткости обозначим $B = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{3+\mu}{8}$ и подставим $\mu = 0{,}3$, тогда уравнения (108) и (109) для диска постоянной толщины с центральным отверстием запишутся так:

$$\sigma_r = B\omega^2 \left(r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - x^2\right); \qquad (110)$$

$$\sigma_t = B\omega^2 \left(r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{x^2} - 0{,}575x^2\right). \qquad (111)$$

Для диска постоянной толщины без центрального отверстия (фиг. 123, *а*) $r_1 = 0$ уравнения (110) и (111) имеют такой вид:

$$\sigma_r = B\omega^2 (r_2^2 - x^2); \qquad (112)$$

$$\sigma_t = B\omega^2 (r_2^2 - 0{,}575x^2). \qquad (113)$$

В центре сплошного диска при $x = 0$, как следует из формул (112) и (113), радиальное σ_{r_0} и тангенциальное σ_{t_0} напряжения равны:

$$\sigma_{r0} = \sigma_{t0} = B\omega^2 r_2^2. \qquad (114)$$

Из уравнения (113) при $x = r_2$ определим тангенциальное напряжение σ_{t2} на внешней цилиндрической поверхности диска при $x = r_2$:

$$\sigma_{t2} = 0{,}425B\omega^2 r_2^2 = 0{,}425\sigma_{t0}. \qquad (115)$$

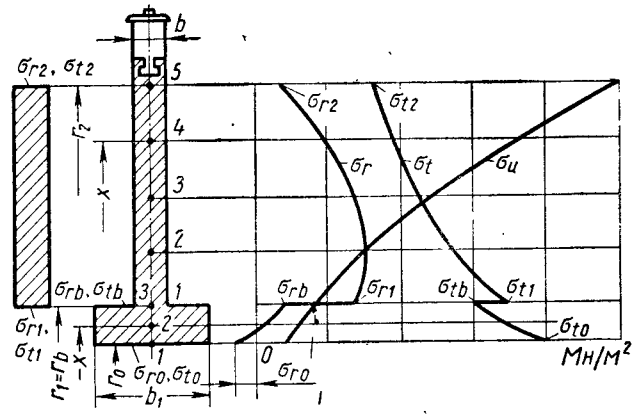
Отсюда следует, что тангенциальное напряжение σ_{t2} на внешней цилиндрической поверхности радиуса r_2 сплошного диска составляет 42,5% от напряжения σ_{t0} в центре.

Рассмотрим, как влияет наличие центрального отверстия на величину тангенциальных напряжений на поверхности расточки

диска постоянной толщины. В этом случае запишем уравнение (111) для внутренней поверхности при $x = r_1$:

$$\sigma_{t1} = B\omega^2 (2r_2^2 + 0{,}425r_1^2). \qquad (116)$$

Из сравнения уравнений (116) и (114) следует, что даже бесконечно малое центральное отверстие увеличивает тангенциальные напряжения на расточке диска более чем в 2 раза по сравнению с σ_{t0} в центре сплошного диска.



Фиг. 124. Кривые напряжений в диске постоянной толщины.

С увеличением радиуса центрального отверстия r_1 тангенциальные напряжения σ_{t1} незначительно увеличиваются. Рассмотрим, как меняется напряжение σ_{t1} на расточке диска в двух предельных случаях:

а) для бесконечно малого отверстия $r_1 \approx 0$ уравнение (116) имеет вид

$$\sigma_{t1} = 2B\omega^2 r_2^2;$$

б) для предельно большого отверстия в диске с наружным радиусом r_2, т. е. когда $x = r_2$, уравнение (116) запишется как для тонкого кольца, в виде

$$\sigma_{t1} = 2{,}425B\omega^2 r_2^2.$$

Из полученных выражений следует, что с увеличением радиуса центрального отверстия от $r_1 \approx 0$ до $r_1 \approx r_2$ тангенциальные напряжения на расточке диска изменяются приблизительно на 20%.

Расчет диска постоянной толщины со ступицей. Диски постоянной толщины со ступицей для посадки на вал и с ободом для закрепления рабочих лопаток (фиг. 124), ввиду небольших размеров диска и соответственно центробежных сил облопачивания, а также

простоты конструкций и их обработки нашли широкое распространение в ступенях паровых турбин.

Для уменьшения тангенциальных напряжений по внутренней расточке ступицы диска осевые и радиальные размеры ее выбираются из условий получения приемлемых величин тангенциальных напряжений, обеспечения необходимой жесткости и ширины для установки диафрагмы в статоре между двумя дисками. Диск насаживается на вал в горячем состоянии с натягом; за счет этого на поверхности внутренней расточки ступицы диска появляется радиальное напряжение сжатия σ_{r0}, равное 4,9—14,7 *Мн/м*^{2} (50—150 *кг/см*^{2}) и более (более подробно о выборе величины σ_{r0} см. ниже).

Радиальное напряжение σ_{r2} в теле диска в месте перехода диска в обод определяется по уравнению (96).

Условия сопряжения. Пусть на радиусе $r_b = r_1$ (фиг. 124) толщина диска изменяется от b к b_1.

Надо найти взаимосвязь напряжений в месте перехода тонкой части диска σ_{r1}, σ_{t1} к утолщенной его части σ_{rb}, σ_{tb}. При этом предполагается, что напряжения равномерно распределены по толщине диска. В этом случае можно записать

$$2\pi r_1 b \sigma_{r1} = 2\pi r_b b_1 \sigma_{rb},$$

откуда

$$\sigma_{rb} = \frac{b}{b_1}\sigma_{r1}, \tag{117}$$

т. е. радиальные напряжения в сопряжении изменяются обратно пропорционально толщине участков диска.

Для получения связи между тангенциальными напряжениями σ_{t1} и σ_{tb} приравняем относительное тангенциальное удлинение тела диска в месте его перехода во втулку ε_t к тангенциальному относительному удлинению втулки на внешней поверхности ε_{tb}, т. е.

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{tb}. \tag{118}$$

Тогда по уравнению (83) определим

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_t &= \frac{\sigma_{t1} - \mu\sigma_{r1}}{E}; \\ \varepsilon_{tb} &= \frac{\sigma_{tb} - \mu\sigma_{rb}}{E}. \end{aligned}\right\} \tag{119}$$

Подставляя значения ε_t и ε_{tb} в уравнение (118), получим

$$\sigma_{tb} = \sigma_{t1} - \mu(\sigma_{r1} - \sigma_{rb}). \tag{120}$$

Расчетные формулы для определения напряжений в произвольном сечении диска постоянной толщины, выраженные через напряжения на внешнем или внутреннем радиусе.

Радиальные и тангенциальные напряжения в произвольном сечении тела диска определяются по уравнениям (104) и (105).

Для определения произвольных постоянных C_1 и C_2 напишем эти уравнения для места сопряжения диска с ободом: приняв значение режущего радиуса $x = r_2$ и $\sigma_r = \sigma_{r2}$; $\sigma_t = \sigma_{t2}$, получим

$$\sigma_{r2} = \frac{E}{1-\mu^2}\left[-(3+\mu)\frac{A}{8}r_2^2 + (1+\mu)C_1 - (1-\mu)\frac{C_2}{r_2^2}\right]; \tag{121}$$

$$\sigma_{t2} = \frac{E}{1-\mu^2}\left[-(1+3\mu)\frac{A}{8}r_2^2 + (1+\mu)C_1 + (1-\mu)\frac{C_2}{r_2^2}\right]. \tag{122}$$

Принимая значение величины A согласно выражению (99), решаем уравнения (121) и (122) относительно C_1 и C_2: получим

$$C_1 = \frac{1-\mu}{2E}\left[\sigma_{t2} + \sigma_{r2} + \frac{1+\mu}{2}\cdot\frac{\gamma\omega^2}{g}r_2^2\right]; \tag{123}$$

$$C_2 = \frac{1+\mu}{2E}\left[\sigma_{t2}r_2^2 - \sigma_{r2}r_2^2 - \frac{1-\mu}{4}\cdot\frac{\gamma\omega^2}{g}r_2^4\right]. \tag{124}$$

Подставив значения C_1 и C_2 в уравнения (104) и (105), получим:

$$\sigma_r = \frac{x^2 - r_2^2}{2x^2}\sigma_{t2} + \frac{x^2 + r_2^2}{2x^2}\sigma_{r2} + \left[\frac{1+\mu}{4} + \frac{1-\mu}{8}\cdot\frac{r_2^2}{x^2} - \frac{3+\mu}{8}\cdot\frac{x^2}{r_2^2}\right]\frac{\gamma\omega^2}{g}r_2^2; \tag{125}$$

$$\sigma_t = \frac{x^2 + r_2^2}{2x^2}\sigma_{t2} + \frac{x^2 - r_2^2}{2x^2}\sigma_{r2} + \left[\frac{1+\mu}{4} - \frac{1-\mu}{8}\cdot\frac{r_2^2}{x^2} - \frac{1+3\mu}{8}\cdot\frac{x^2}{r_2^2}\right]\frac{\gamma\omega^2}{g}r_2^2, \tag{126}$$

Уравнения (125) и (126) можно представить в виде

$$\sigma_r = \beta_1\sigma_{t2} + \beta_2\sigma_{r2} + \beta_3\sigma_{u2}; \tag{127}$$

$$\sigma_t = \beta_1'\sigma_{t2} + \beta_2'\sigma_{r2} + \beta_3'\sigma_{u2}, \tag{128}$$

где $\sigma_{u2} = \frac{\gamma\omega^2}{g}r_2^2$ — напряжение в тонком кольце места перехода диска в обод радиуса r_2.

Коэффициенты β_1, β_2, β_3, β_1', β_2', β_3' согласно уравнениям (125) и (126) выражаются через отношение $m = \frac{x}{r_2}$, где x — текущий радиус;

$$\beta_1 = \frac{x^2 - r_2^2}{2x^2} = \frac{\left(\frac{x}{r_2}\right)^2 - 1}{2\left(\frac{x}{r_2}\right)^2} = \frac{m^2 - 1}{2m^2}. \tag{129}$$

Поступая точно таким же образом, как и при определении выражения (129) — коэффициента β_1, т. е. разделив числитель и знаменатель на r_2, получим

$$\beta_1' = \frac{x^2 + r_2^2}{2x^2} = \frac{m^2 + 1}{2m^2}; \qquad (130)$$

$$\beta_2 = \frac{x^2 + r_2^2}{2x^2} = \frac{m^2 + 1}{2m^2}; \qquad (131)$$

$$\beta_2' = \frac{x^2 - r_2^2}{2x^2} = \frac{m^2 - 1}{2m^2}; \qquad (132)$$

$$\beta_3 = \frac{1+\mu}{4} + \frac{1-\mu}{8} \cdot \frac{r_2^2}{x^2} - \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{x^2}{r_2^2} =$$

$$= 0{,}325 + \frac{0{,}088}{m^2} - 0{,}412m^2; \qquad (133)$$

$$\beta_3' = \frac{1+\mu}{4} - \frac{1-\mu}{8} \cdot \frac{r_2^2}{x^2} - \frac{1+3\mu}{8} \cdot \frac{x^2}{r_2^2} =$$

$$= 0{,}325 - \frac{0{,}088}{m^2} - 0{,}237m^2. \qquad (134)$$

При вычислении коэффициентов β_3 и β_3' принято для стали $\mu = 0{,}3$. В месте сопряжения диска с ободом $m = \frac{x}{r_2} = 1$, а для других сечений тела диска $m < 1$. При этом значения коэффициентов β_1 и β_2' отрицательны; β_2, β_1' и β_3 положительны; β_3' в пределах отношения $m = \frac{x}{r_2}$ от 1 до 0,6 положительны, а в пределах от 0,6 до 0,2 отрицательны. Перечисленные коэффициенты имеют следующие свойства, вытекающие из выражений (129)—(134):

$$\beta_1 = \beta_2'; \ \beta_2 = \beta_1'; \ \beta_1 + \beta_2 = 1; \ \beta_1' + \beta_2' = 1.$$

Втулка диска имеет также профиль постоянной толщины, поэтому вычисление напряжений в любом сечении втулки можно производить аналогично уравнениям (127) и (128) и для определения напряжений в любых ее сечениях можно записать уравнения так:

$$\sigma_r = \beta_1\sigma_{tb} + \beta_2\sigma_{rb} + \beta_3\sigma_{ub}; \qquad (135)$$

$$\sigma_t = \beta_1'\sigma_{tb} + \beta_2'\sigma_{rb} + \beta_3'\sigma_{ub}, \qquad (136)$$

где σ_{tb}, σ_{rb} — тангенциальное и радиальное напряжения на внешней поверхности втулки;

$\sigma_{ub} = \frac{\gamma}{g} r_b^2\omega^2$ — напряжение в тонком кольце радиуса r_b внешней поверхности втулки.

Значения коэффициентов $\beta_1 - \beta_3'$ в формулах (135) и (136) имеют вид коэффициентов для тела диска (129)—(134), разница будет лишь в том, что радиус r_2 заменяется на r_b и x является текущим радиусом втулки. Таким образом, для втулки будет отношение $m = \frac{x}{r_b}$.

Следует отметить, что напряжения в любом сечении тела диска можно также выразить через напряжения на внутреннем сечении диска σ_{t1} и σ_{r1} при $x = r_1$ по формулам, аналогичным уравнениям (127) и (128):

$$\sigma_r = k_1\sigma_{t1} + k_2\sigma_{r1} + k_3\sigma_{u1}; \qquad (137)$$

$$\sigma_t = k_1'\sigma_{t1} + k_2'\sigma_{r1} + k_3'\sigma_{u1}, \qquad (138)$$

где $\sigma_{u1} = \frac{\gamma}{g} r_1^2\omega^2$ — напряжение в тонком кольце радиуса r_1.

Коэффициенты $k_1 - k_3'$ вычисляются по формулам (129)—(134), как и $\beta_1 - \beta_3'$, но при этом величина $m = \frac{x}{r_1} \geqslant 1$ представляет собой отношение текущего радиуса к радиусу внутреннего сечения полотна диска r_1.

Для расчета втулки диска уравнения имеют вид

$$\sigma_r = k_1\sigma_{t0} + k_2\sigma_{r0} + k_3\sigma_{u0}; \qquad (139)$$

$$\sigma_t = k_1'\sigma_{t0} + k_2'\sigma_{r0} + k_3'\sigma_{u0}, \qquad (140)$$

где σ_{t0} и σ_{r0} — тангенциальные и радиальные напряжения на внутренней расточке втулки радиуса r_0;

$\sigma_{u0} = \frac{\gamma}{g} r_0^2\omega^2$ — напряжение в тонком кольце радиуса r_0.

Уравнения для расчета коэффициентов $k_1 - k_3'$ такие же, как и для вычисления коэффициентов $\beta_1 - \beta_3'$, т. е. уравнения (129)—(134), с разницей лишь в величине $m = \frac{x}{r_0} \geqslant 1$ отношения текущего радиуса x к радиусу r_0 внутренней расточки втулки диска.

Определение напряжений в диске постоянной толщины с втулкой способом двух расчетов

Имеется несколько методик расчета диска постоянной толщины с втулкой. Они достаточно полно изложены в работе [7]. Практически наиболее простым и удобным для дисков является метод двух расчетов. При этом расчет диска может производиться последовательным вычислением тангенциальных и радиальных напряжений в различных сечениях полотна и втулки двумя способами: 1) расчет от обода к втулке; 2) расчет от втулки к ободу.

1. **Расчет диска от обода к втулке.** Для расчета диска должны быть заданы размеры r_0, r_1, r_2, b_1, b (фиг. 124) и угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

Радиальные напряжения на поверхности радиуса r_2 места перехода диска в обод вычисляются по уравнению (96).

Исходя из условий горячей посадки диска на вал задаются радиальными напряжениями на внутренней расточке втулки $\sigma_{r0} = -(4{,}9 \div 14{,}7)$ *Мн/м²* [$(\sigma_{r0} = -50 \div 150$ *кГ/см²*)].

Рассмотрим на примере методику расчета диска от обода к втулке методом двух расчетов при различных числах оборотов.

Пример. Дано:

$n = 3000$ *об/мин*; $r_1 = 13{,}5$ *см*; $\sigma_{r2} = 8{,}14$ *Мн/м²* ($\sigma_{r2} = 83$ *кГ/см²*); $r_2 = 36$ *см*; $\sigma_{r0} = -4{,}9$ *Мн/м²* ($\sigma_{r0} = -50$ *кГ/см²*); $b = 2$ *см*; $r_0 = 10{,}5$ *см*; $b_1 = 6{,}5$ *см*.

Первый расчет при $n' = 3000$ *об/мин*.

Задаемся произвольно величиной $\sigma'_{t2} = 98{,}07$ *Мн/м²* ($\sigma'_{t2} = 1000$ *кг/см²*). Напряжения σ'_r и σ'_t для выбранных сечений полотна диска определяются по уравнениям (127) и (128). Предварительно для всех значений $m = \frac{x}{r_2}$ по формулам (129)—(134) определяются коэффициенты $\beta_1 - \beta_3$ и заносятся в табл. 37, 38.

Напряжение в тонком кольце радиуса r_2 определяется по уравнению

$$\sigma_{u2} = \frac{\gamma}{g} r_2^2 \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \frac{7{,}8 \cdot 10^{-3}}{981} 36^2 \left(\frac{3{,}14 \cdot 3000}{30}\right)^2 = 1020 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_{u2} = \varrho r_2^2 \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \frac{7{,}8}{981} 0{,}36^2 \left(\frac{3{,}14 \cdot 3000}{30}\right)^2 = 100 \text{ Мн/м}^2.$$

Зная σ'_{r2}, σ_{t2} и σ_{u2} и коэффициенты $\beta_1 - \beta_3$ для всех рассматриваемых сечений, находим напряжения (см. табл. 37, 38).

Напряжения σ'_{rb} и σ'_{tb} на поверхности втулки радиуса r_1 определяются по формулам перехода диска во втулку (117) и (120):

$$\sigma'_{rb} = \frac{b}{b_1} \sigma'_{r1} = -\frac{2}{6{,}5} 1817 = -560 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma'_{tb} = \sigma'_{t1} - \mu\sigma'_{r1} + \mu\sigma'_{rb} = 3473 + 0{,}3 \cdot 1817 - 0{,}3 \cdot 560 = 3850 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma'_{rb} = \frac{b}{b_1} \sigma'_{r1} = -\frac{2}{6{,}5} 178{,}2 = -54{,}9 \text{ Мн/м}^2;$$

$$\sigma'_{tb} = \sigma'_{t1} - \mu\sigma'_{r1} + \mu\sigma'_{rb} = 340{,}3 + 0{,}3 \cdot 178{,}2 - 0{,}3 \cdot 54{,}9 = 377{,}5 \text{ Мн/м}^2.$$

Таблица 37

Радиальные напряжения в диске

Втулка диска					Тело диска						
x в *см*	10,5	12	13,5	x в *см*	13,5	20	25	30	36
$\frac{x}{r_b}$	0,78	0,89	1	$\frac{x}{r_2}$	0,376	0,555	0,695	0,835	1
β_1	—0,322	—0,131	0	β_1	—3,070	—1,125	—0,536	—0,218	0
β_2	1,322	1,131	1	β_2	4,070	2,125	1,536	1,218	1
β_3	0,219	0,110	0	β_3	0,895	0,485	0,308	0,164	0
Первый расчет: $n' = 3000$ *об/мин*; $\sigma'_{t2} = 98{,}07$ *Мн/м²*; $\sigma'_{r2} = 8{,}14$ *Мн/м²*									
$\beta_1\sigma'_{tb}$	—121,6	—49,5	0	$\beta_1\sigma'_{t2}$	—301,1	—110,3	—52,6	—21,4	0
$\beta_2\sigma'_{rb}$	—72,7	—62,3	—54,9	$\beta_2\sigma'_{r2}$	+33,1	+17,4	+12,5	+9,9	8,1
$\beta_3\sigma_{ub}$	3,1	1,6	0	$\beta_3\sigma_{u2}$	+89,8	48,5	30,8	16,4	0
σ'_r в *Мн/м²*	—191,2	—110,2	—54,9	σ'_r в *Мн/м²*	—178,2	—44,4	—9,3	4,9	8,1

Продолжение табл. 37

Втулка диска				Тело диска					
Второй расчет: $n'' = 0$; $\sigma''_{t\,2} = 4{,}9$ *Мн/м²*; $\sigma''_{r\,2} = 0$									
$\beta_1\sigma''_{tb}$	—74,4	—30,3	0	$\beta_1\sigma''_{t\,2}$	—150,5	—55,1	—26,3	—10,7	0
$\beta_2\sigma''_{r\,b}$	—61,1	—52,2	—46,3	$\beta_2\sigma''_{r\,2}$	0	0	0	0	0
$\beta_3\sigma_{ub}$	0	0	0	$\beta_3\sigma_{u\,2}$	0	0	0	0	0
σ''_r в *Мн/м²*	—135,5	—82,5	—46,3	σ''_r	—150,5	—55,1	—26,3	—10,7	0
Действительные значения радиальных напряжений									
σ'_r	—191,2	—110,3	—54,9	σ'_r	—178,2	—44,4	—9,3	4,9	0
$k_0\sigma''_r$	186,3	113,8	+63,7	$k_0\sigma''_r$	206,9	75,8	36,1	14,7	0
σ_r в *Мн/м²*	—4,9	3,5	8,8	σ_r в *Мн/м²*	28,7	31,4	26,8	19,6	8,1

Таблица 38

Тангенциальные напряжения в диске

Втулка диска				Тело диска					
x в *см*	10,5	12	13,5	x в *см*	13,5	20	25	30	36
$\frac{x}{r_b}$	0,78	0,89	1	$\frac{x}{r_2}$	0,376	0,555	0,695	0,835	1
β'_1	1,322	1,131	1	β'_1	4,070	2,125	1,536	1,218	1
β'_2	—0,322	—0,131	0	β'_2	—3,070	—1,125	—0,536	—0,218	0
β'_3	0,037	0,027	0	β'_3	—0,335	—0,033	0,032	0,0345	0
Первый расчет: $n' = 3000$ *об/мин*; $\sigma'_{t\,2} = 98{,}07$ *Мн/м²*; $\sigma'_{r\,2} = 8{,}14$ *Мн/м²*									
$\beta'_1\sigma'_{tb}$	500,1	427,6	377,5	$\beta'_1\sigma'_{t\,2}$	398,8	208,4	150,6	119,5	98,1
$\beta'_2\sigma'_{r\,b}$	17,6	7,3	0	$\beta'_2\sigma'_{r\,2}$	—25	—9,2	—4,4	—1,8	0
$\beta'_3\sigma_{ub}$	0,5	0,4	0	$\beta'_3\sigma_{u\,2}$	—33,5	—3,3	3,2	3,4	0
σ'_t в *Мн/м²*	518,2	435,3	377,5	σ'_t в *Мн/м²*	340,3	195,9	149,4	121,1	98,1

Продолжение табл. 38

Втулка диска				Тело диска					
Второй расчет: $n'' = 0$; $\sigma''_{t2} = 49$ *Мн/м²*; $\sigma''_{r2} = 0$									
$\beta'_1\sigma''_{tb}$	304	260,9	231	$\beta'_1\sigma''_{t2}$	199,5	104,2	75,3	59,7	49
$\beta'_2\sigma''_{rb}$	14,9	6,1	0	$\beta'_2\sigma''_{r2}$	0	0	0	0	0
$\beta'_3\sigma_{ub}$	0	0	0	$\beta'_3\sigma_{u2}$	0	0	0	0	0
σ''_t в *Мн/м²*	318,9	267	231	σ''_t в *Мн/м²*	199,5	104,2	75,3	59,7	49
Действительные значения тангенциальных напряжений									
σ'_t	518,3	435,2	377,5	σ'_t	340,6	195,9	149,5	121,1	98,07
$k_0\sigma''_t$	—441,3	—367,7	—317,7	$k_0\sigma''_t$	—274,6	—143,2	—103,4	—82,4	—67,4
σ_t в *Мн/м²*	77,0	67,5	59,8	σ_t в *Мн/м²*	66	52,7	46,1	38,7	—30,7

Напряжение в тонком кольце радиуса r_b подсчитывается так:

$$\sigma_{ub} = \frac{\gamma}{g} r_b^2 \omega^2 = \frac{7{,}8 \cdot 10^{-3}}{9{,}81} 13{,}5^2 \cdot 314^2 = 144 \ кГ/см^2;$$

$$\sigma_{ub} = \varrho r_b^2 \omega^2 = \frac{76{,}5 \cdot 10^{-3}}{9{,}81} 0{,}135^2 \cdot 314^2 = 14{,}1 \ Мн/м^2.$$

Напряжения для выбранных трех сечений втулки $x = 10{,}5$; 12; 13,5 *см* при известных σ'_{tb}, σ'_{rb} и σ_{ub} определяются по уравнениям (135), (136), а коэффициенты $\beta_1 - \beta'_3$ — по уравнениям (129)—(134), в которых $m = \frac{x}{r_b}$. Все полученные результаты расчетов сводятся в табл. 37, 38.

Найденные расчетным путем напряжения σ'_t и σ'_r в различных сечениях диска и втулки, в том числе σ'_{t0} и σ'_{r0} и на внутренней расточке втулки радиуса r_0, не соответствуют действительным напряжениям, так как в данном расчете величина σ'_{t2} выбиралась произвольно. Несоответствие напряжений, полученных по расчету, с действительным доказывает несовпадение величины σ'_{r0}, полученной по расчету, величине σ_{r0}, заданной по условиям посадки диска на вал.

Второй расчет производится при $n'' = 0$; $\sigma''_{r2} = 0$, $\sigma_{u2} = 0$ и произвольно выбранном значении $\sigma''_{t2} = 49$ *Мн/м²* (500 *кГ/см²*).

Формулы (127) и (128) для расчета напряжений в различных сечениях полотна диска при данных условиях принимают вид

$$\sigma''_r = \beta_1 \sigma''_{t2};$$

$$\sigma''_t = \beta'_1 \sigma''_{t2}.$$

По уравнениям сопряжения (117) и (120) определяется напряжение

$$\sigma''_{rb} = \frac{b}{b_1} \sigma''_{r1} = -\frac{2}{6{,}5} 1535 = -472 \ кГ/см^2.$$

$$\sigma''_{tb} = \sigma''_{t1} - \mu\sigma''_{r1} + \mu\sigma''_{rb} = 2035 +$$
$$+ 0{,}3 \cdot 1535 - 0{,}3 \cdot 472 = 2365 \ кГ/см^2;$$

$$\sigma''_{rb} = \frac{b}{b_1} \sigma''_{r1} = -\frac{2}{6{,}5} 150{,}5 = -46{,}3 \ Мн/м^2;$$

$$\sigma''_{tb} = \sigma''_{t1} - \mu\sigma''_{r1} + \mu\sigma''_{rb} = 199{,}5 +$$
$$+ 0{,}3 \cdot 150{,}5 - 0{,}3 \cdot 46{,}3 = 231 \ Мн/м^2.$$

Формулы (135), (136) для расчета втулки при $\sigma_{ub} = 0$ имеют вид

$$\sigma_r'' = \beta_1 \sigma_{tb}'' + \beta_2 \sigma_{rb}'';$$

$$\sigma_t'' = \beta_1' \sigma_{tb}'' + \beta_2' \sigma_{rb}''.$$

Действительные напряжения в различных сечениях полотна и втулки диска определяются из уравнений

$$\sigma_r = \sigma_r' + k_0 \sigma_r''; \qquad (141)$$

$$\sigma_t = \sigma_t' + k_0 \sigma_t'', \qquad (142)$$

где σ_t, σ_r — действительные напряжения в рассматриваемом сечении;

σ_t', σ_r' — напряжения в рассматриваемом сечении, полученные по первому расчету;

σ_t'', σ_r'' — то же, по второму расчету;

k_0 — коэффициент, постоянный для всех сечений полотна и втулки диска.

Коэффициент k_0 определяется из уравнения (141), записанного для поверхности расточки втулки диска радиуса r_0, где $\sigma_{r0} = -(4{,}9 \div 14{,}7)$ *Мн/м²* — [(50÷150 *кГ/см²*)] по условиям посадки диска на вал:

$$k_0 = \frac{\sigma_{r0} - \sigma_{r0}'}{\sigma_{r0}''} = \frac{-50 + 1950}{-1382} = -1{,}375;$$

$$k_0 = \frac{\sigma_{r0} - \sigma_{r0}'}{\sigma_{r0}''} = \frac{-4{,}9 + 191{,}2}{-135{,}5} = -1{,}375.$$

Далее подсчитываются действительные напряжения по сечениям полотна и втулки диска σ_t и σ_r по формулам (141), (142).

Вычисления всех величин приводятся в табл. 37, 38.

В результате расчета строятся графики фиг. 124 изменения σ_r и σ_t по сечениям полотна и втулки диска.

2. **Расчет диска от втулки к ободу.** Для производства расчета задаются размеры диска r_0, r_1, r_2, b_1, b на фиг. 124 и угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

Радиальные напряжения σ_{r0}' на поверхности внутренней расточки радиуса r_0 задаются из условия посадки диска на вал в пределах $\sigma_{r0} = -(4{,}9 \div 14{,}7)$ *Мн/м²* — [(50—150 *кГ/см²*)].

Неизвестной является величина σ_{t0}, поэтому ее произвольно выбирают, например, $\sigma_{t0} = 49$; 98,07 и т. д. *Мн/м²* (500, 1000 и т. д. *кГ/см²*). Радиальные напряжения σ_{r2} на поверхности радиуса r_2 подсчитываются по уравнению (96).

Первый расчет производится при расчетном числе оборотов n'. Втулка рассчитывается по уравнениям (139) и (140),

в которых коэффициенты $k_1 - k_3'$ подсчитываются по уравнениям (129)—(134), где величина $m = \frac{x}{r_0} \geqslant 1$.

После расчета втулки по уравнениям условий сопряжения (117) и (120) определяются напряжения σ_{t1}' и σ_{r1}' в сечении радиуса r_1 полотна диска. Далее по уравнениям (137) и (138) определяются σ_r' и σ_t' в различных сечениях полотна диска. Коэффициенты $k_1 - k_3'$ в этих уравнениях вычисляются по уравнениям (129)—(134), где $m = \frac{k}{r_1} \geqslant 1$.

Полученное в конце расчета радиальное напряжение σ_{r2}' в сечении радиуса r_2 отличается от σ_{r2}, рассчитанного ранее по уравнению (96), так как принятое в начале расчета произвольное значение σ_{t0} не было равно действительному. Поэтому производится второй расчет.

Второй расчет неподвижного диска при $n'' = 0$ производится при условии напряжения от натяга $\sigma_{r0}'' = 0$ и произвольном значении тангенциального напряжения σ_{t0} на радиусе r_0. Этот расчет производится в том же порядке и по тем же формулам, что и первый.

В результате второго расчета по профилю втулки и диска получим новые фиктивные значения напряжений σ_t'' и σ_r'', а истинные напряжения определяются по уравнениям (141) и (142).

Запишем уравнение (141) для места перехода диска в обод:

$$\sigma_{r2} = \sigma_{r2}' + k_0 \sigma_{r2}'',$$

откуда найдем

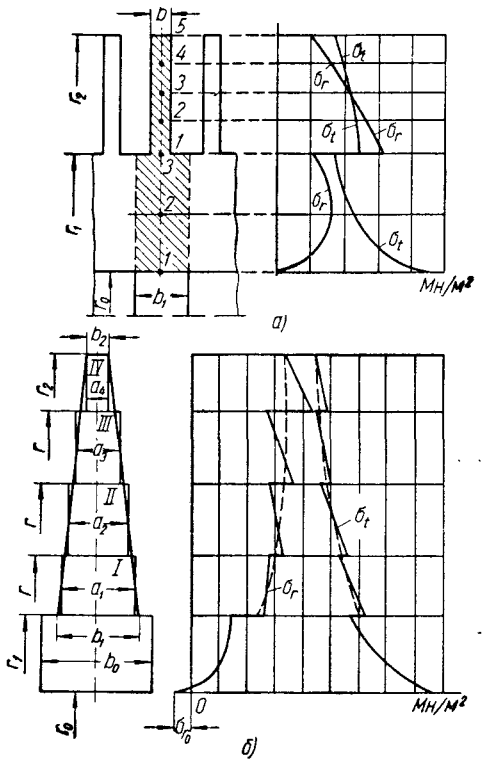
$$k_0 = \frac{\sigma_{r2}'' - \sigma_{r2}'}{\sigma_{r2}''}.$$

Далее, подставляя величину k_0 в уравнения (141) и (142) для различных сечений полотна диска и втулки, находим действительные величины σ_r и σ_t.

Расчет диска цельнокованого ротора способом двух расчетов. Цельнокованые роторы применяются в турбинах, работающих на паре с высокой температурой. Для облегчения и контроля качества материала цельнокованые роторы имеют центральное отверстие диаметром 50—100 *мм*.

Расчет ротора производится по сечениям условных разрезов плоскостями, перпендикулярными к оси, таким образом, чтобы каждый расчетный участок содержал посредине диск (фиг. 125, *а*). В результате таких сечений получим диски постоянной толщины со ступицей, расчет которых производится подобно расчету,

разобранному ранее. Однако в данном случае радиальное напряжение $\sigma_{r0} = 0$ на поверхности радиуса r_0, в то время как в ранее рассмотренном расчете принимался ротор с насадными дисками, где $\sigma_{r0} = -(4{,}9 \div 14{,}7)$ *Мн/м²* — [(50—150 *кг/см²*)] выбиралось из условий посадки диска на вал. Сделанное предположение (условного сечения ротора на отдельные диски) вносит погрешность в расчет, но более точные методы расчета цельнокованного ротора отличаются большой сложностью.



Фиг. 125. Кривые напряжений в диске постоянной толщины цельнокованого ротора и в диске произвольного профиля:

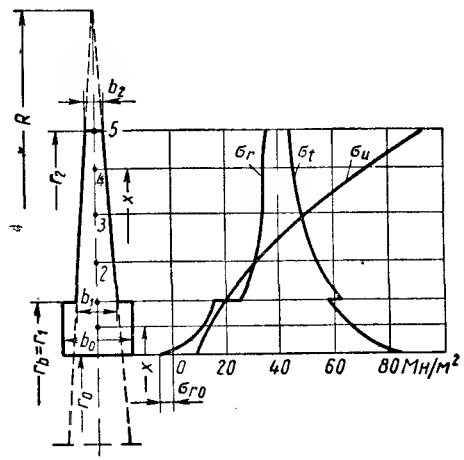
а — диск цельнокованого ротора; *б* — диск произвольного профиля.

Расчет диска произвольного профиля способом двух расчетов

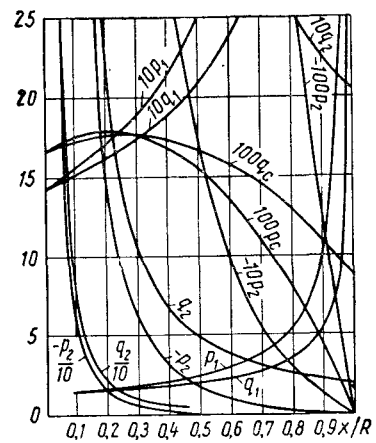
Стремление получить диски с равномерным распределением напряжений по полотну диска и, следовательно, к лучшему использованию материала диска особенно проявляется в тяжелонагруженных дисках средних и последних ступеней турбин. Это приводит к конструкции конических дисков с одним и двумя конусами или к криволинейным профилям равного сопротивления, или профилям, приближающимся к гиперболическому. Такие профили имеют постепенное значительное утонение при переходе от втулки к ободу.

Любой из дисков произвольного профиля можно приближенно рассчитать двумя методами, если заменить действительный профиль полотна диска ступенчатым профилем, состоящим из ряда колец постоянной толщины (фиг. 125, *б*).

Точность расчета возрастает с увеличением количества колец, так как при этом ступенчатый профиль приближается к действительному профилю полотна диска. В этом случае расчет ведется в той же последовательности (от обода к втулке или от втулки к ободу) и по тем же формулам, что и для диска постоянной толщины со втулкой. График напряжений при таком расчете получается σ_r и σ_t в виде ломаных кривых (фиг. 125, *б*). Если по ходу расчета можно определить напряжения на половине высоты колец, где ширина кольца равна или почти равна толщине истинного профиля, то в этих местах напряжения ступенчатого профиля будут близки к напряжениям истинного профиля. Соединяя точки близких напряжений середин колец плавной кривой, получим график напряжений σ_r и σ_t, близкий к истинным, которые показаны пунктиром на фиг. 125, б.



Фиг. 126. Кривые напряжения в диске конического профиля.



Фиг. 127. Кривые для расчета конических дисков.

Расчет диска конического профиля

Напряжения в любом сечении конической части диска (фиг. 126) определяются по уравнениям

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= Tp_c + Ap_1 + Bp_2; \\ \sigma_t &= Tq_c + Aq_1 + Bq_2, \end{aligned}\right\} \qquad (143)$$

где A и B — постоянные интегрирования, одинаковые в различных сечениях конической части диска и определяемые из граничных условий;

p_c, p_1, p_2, q_c, q_1, q_2 — коэффициенты, зависящие от отношения $\frac{x}{R}$ и определяемые по кривым фиг. 127;

x — текущий радиус рассчитываемых сечений;

$T = \varrho R^2 \omega^2$ *Мн/м²* (*кГ/см²*) — напряжение в тонком кольце радиуса полного конуса R.

Радиус полного конуса R определяется размерами диска фиг 126:

$$\frac{R-r_1}{R-r_2}=\frac{b_1}{b_2},$$

откуда

$$R=\frac{r_2b_1-r_1b_2}{b_1-b_2}.$$

Переход от тела диска к втулке производится по формулам сопряжения, при этом втулка рассматривается как диск постоянной толщины. Напряжения в коническом диске наиболее просто (различных сечениях тела и втулки) определяются методом двух расчетов:

1) расчет от обода к втулке;
2) расчет от втулки к ободу.

Разберем метод двух расчетов от обода к втулке

Пример. Дано:

$n = 3000$ *об/мин*; $r_2 = 34$ *см*; $\sigma_2 = 34{,}3$ *Мн/м²* ($\sigma_2 = 350$ *кГ/см²*); $b_0 = 7{,}5$ *см*; $\sigma_0 = -4{,}9$ *Мн/м²* ($\sigma_0 = -50$ *кГ/см²*); $b_1 = 4{,}5$ *см*; $r_0 = 10{,}5$ *см*; $b_2 = 1{,}8$ *см*; $r_1 = r_b = 16$ *см*.

Определяем радиус полного конуса

$$R=\frac{r_2b_1-r_1b_2}{b_1-b_2}=\frac{34\cdot4{,}5-16\cdot1{,}8}{4{,}5-1{,}8}=46\ см.$$

Напряжение в тонком кольце радиуса R

$$T=\frac{\gamma}{g}R^2\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2=\frac{7{,}8\cdot10^{-3}}{981}46^2\left(\frac{\pi\cdot3000}{30}\right)^2=1665\ кГ/см^2;$$

$$T=\varrho R^2\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2=\frac{76{,}5\cdot10^{-3}}{981}0{,}46^2\left(\frac{\pi\cdot3000}{30}\right)^2=163{,}3\ Мн/м^2.$$

Для тела диска составляются отношения $\frac{x}{R}$, в зависимости от которых по кривым фиг. 127 находятся коэффициенты p_c, p_1, p_2, q_c, q_1, q_2 и вносятся в табл. 39, 40. Для втулки составляются отношения $\frac{x}{r_b}$, в зависимости от которых по формулам (129)—(134) определяются коэффициенты β_1 — β_3' и вносятся в табл. 39, 40.

Первый расчет при $n' = 3000$ *об/мин*. Задаемся произвольно величиной $\sigma_{t2}' = 98{,}07$ *Мн/м²* (1000 *кГ/см²*) на радиусе r_2. Радиальное напряжение $\sigma_{r2} = 34{,}3$ *Мн/м²* (350 *кГ/см²*) находим по формуле (96).

Таблица 39

Радиальные напряжения в коническом диске

	Втулка диска			Тело диска							
x в *см*	10,5	13,5	16	x в *см*	16	20	25	30	34
$\frac{x}{r_b}$	0,66	0,845	1	$\frac{x}{R}$	0,35	0,435	0,545	0,65	0,74
β_1	—0,65	—0,20	0	p_c	0,1739	0,1652	0,1476	0,1243	0,0992
β_2	1,65	1,20	1	p_1	2,014	2,258	2,706	3,387	4,40
β_3	0,348	0,154	0	p_2	—4,39	—2,548	—1,354	—0,756	—0,445
Первый расчет: $n' = 3000$ *об/мин*; $\sigma_{t2}' = 98{,}07$ *Мн/м²*; $\sigma_{r2}' = 34{,}3$ *Мн/м²*									
$\beta_1\sigma_{tb}'$	—138,8	—42,8	0	Tp_c	28,4	26,9	23,9	20,2	16,2
$\beta_2\sigma_{rb}'$	—45,7	—33,1	—26,7	$A'p_1$	12,3	13,8	16,5	20,8	26,9
$\beta_3\sigma_{ub}$	6,8	3,0	0	$B'p_2$	—86,8	—50,3	—26,7	—14,9	—8,8
σ_r' в *Мн/м²*	—177,7	—72,9	—26,7	σ_r' в *Мн/м²*	—46,1	—9,6	13,7	26,1	34,3

Продолжение табл. 39

Втулка диска				Тело диска					
Второй расчет: $n'' = 0$; $\sigma''_{t\,2} = 49$ *Мн/м²*; $\sigma''_{r\,2} = 0$									
$\beta_1\sigma''_{tb}$	—92,2	—28,4	0	Tp_c	0	0	0	0	0
$\beta_2\sigma''_{rb}$	—63,7	—46,5	—38,6	$A''p_1$	3,1	3,5	4,2	5,3	6,9
$\beta_3\sigma_{ub}$	0	0	0	$B''p_2$	—67,7	—39,2	—20,8	—11,6	—6,9
σ''_r в *Мн/м²*	—155,9	—74,9	—38,6	σ''_r в *Мн/м²*	—64,6	—35,7	—16,6	—6,3	0
Действительные значения радиальных напряжений									
σ'_r	—177,3	—72,8	—27,6	σ'_r	—46,1	—9,6	13,6	25,8	34,3
$k_0\sigma''_r$	172,4	83,2	42,9	$k_0\sigma''_r$	71,6	39,7	18,4	7,0	0
σ_r в *Мн/м²*	—4,9	10,4	15,3	σ_r в *Мн/м²*	25,5	30,1	32	32,8	34,3

Таблица 40

Тангенциальные напряжения в коническом диске

Втулка диска				Тело диска					
x в *см*	10,5	13,5	16	x в *см*	16	20	25	30	34
$\frac{x}{r_b}$	0,66	0,845	1	$\frac{x}{R}$	0,35	0,435	0,545	0,65	0,74
β'_1	1,65	1,2	1	q_c	0,1756	0,1718	0,1634	0,1516	0,1385
β'_2	—0,65	—0,2	0	q_1	1,809	1,953	2,202	2,555	3,038
β'_3	0,020	0,032	0	q_2	8,53	6,09	4,36	3,422	2,886
Первый расчет: $n' = 3000$ *об/мин*; $\sigma'_{t\,2} = 98{,}07$ *Мн/м²*; $\sigma'_{r\,2} = 34{,}3$ *Мн/м²*									
$\beta'_1\sigma'_{tb}$	353	256,9	213,8	Tq_c	28,6	28	26,7	24,7	22,6
$\beta'_2\sigma'_{rb}$	17,9	5,5	0	$A'q_1$	11,1	12	13,4	15,6	18,6
$\beta'_3\sigma_{ub}$	0,4	0,6	0	$B'q_2$	168,7	119,6	86,3	67,7	57,1
σ'_t в *Мн/м²*	371,3	263	213,8	σ'_t в *Мн/м²*	208,4	159,6	126,4	108	98,3

Продолжение табл. 40

Втулка диска				Тело диска					
Второй расчет: $n''' = 0$; $\sigma''_{t\,2} = 49$ *Мн/м²*; $\sigma''_{r\,2} = 0$									
$\beta'_1\sigma''_{tb}$	235	169,6	142	Tq_c	0	0	0	0	0
$\beta'_2\sigma''_{rb}$	25	7,8	0	$A''q_1$	2,8	2,9	3,4	3,9	4,7
$\beta'_3\sigma_{ub}$	0	0	0	$B''q_2$	131,4	94,1	67,2	53	44,3
σ''_t в *Мн/м²*	260	177,4	142	σ''_t в *Мн/м²*	134,2	97	70,6	56,9	49
Действительные значения тангенциальных напряжений									
σ'_t	371,4	263	213,8	$\sigma'_{t\,1}$	208,4	159,6	126,4	108	98,1
$k_0\sigma''_t$	—286,8	—197,1	—156,9	$k_0\sigma''_t$	—148,1	—105,9	—78,5	—62,3	—54,4
σ_t в *Мн/м²*	84,6	65,9	56,9	σ_t в *Мн/м²*	60,3	53,7	47,9	45,7	43,7

Постоянные интегрирования A' и B' находятся из уравнений (143), записанных для места перехода тела в обод на радиусе r_2:

$$\sigma'_{r\,2} = Tp_c + A'p_1 + B'p_2$$

$$\text{или } 350 = 1665 \cdot 0{,}0992 + A' 4{,}4 + B'(-0{,}445);$$

$$\sigma'_{t\,2} = T'q_c + A'q_1 + B'q_2$$

$$\text{или } 1000 = 1665 \cdot 0{,}1385 + A' \cdot 3{,}038 + B' \cdot 2{,}886,$$

откуда $A' = 625$; $B' = 202$.

$$\sigma'_{r\,2} = Tp_c + A'p_1 + B'p_2,$$

$$\text{т. е. } 34{,}3 = 163{,}3 \cdot 0{,}0992 + A' \cdot 4{,}4 + B'(-0{,}445);$$

$$\sigma'_{t\,2} = T'q_c + A'q_1 + B'q_2,$$

$$\text{т. е. } 98{,}07 = 163{,}3 \cdot 0{,}1385 + A' \cdot 3{,}038 + B' \cdot 2{,}886,$$

откуда $A' = 61{,}3$; $B' = 19{,}8$.

Зная T', A' и B', находим Tp_c, $A'p_1$, $B'p_2$, Tq_c, $A'q_1$, $B'q_2$ и, складывая их согласно уравнениям (143), находим напряжения σ'_r и σ'_t в теле диска для первого расчета. Вычисления приведены в табл. 39, 40.

Напряжения σ'_{rb} и σ'_{tb} на внешней поверхности втулки радиуса $r_1 = r_b$ определяются по формулам сопряжения (117) и (120):

$$\sigma'_{rb} = \frac{b_1}{b_0}\sigma'_{r\,1} = \frac{4{,}5}{7{,}5}(-470) = -282 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma'_{tb} = \sigma'_{t\,1} - \mu\sigma'_{r\,1} + \mu\sigma'_{rb} =$$

$$= 2125 + 0{,}3 \cdot 470 - 0{,}3 \cdot 282 = 2180 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma''_{rb} = \frac{b_1}{b_0}\sigma''_{r\,1} = \frac{4{,}5}{7{,}5}(-46{,}1) = -27{,}6 \text{ Мн/м}^2;$$

$$\sigma''_{tb} = \sigma''_{t\,1} - \mu\sigma''_{r\,1} + \mu\sigma''_{rb} = 208{,}4 +$$

$$+ 0{,}3 \cdot 46{,}1 - 0{,}3 \cdot 27{,}6 = 213{,}8 \text{ Мн/м}^2.$$

Напряжения в тонком кольце радиуса $r_b = r_1$ определим из выражения

$$\sigma_{ub} = \frac{\gamma}{g} r_b^2 \omega^2 = \frac{7{,}8 \cdot 10^{-3}}{981} 16^2 \cdot 314^2 = 202 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_{ub} = \varrho r_b^2 \omega^2 = \frac{76{,}5 \cdot 10^{-3}}{9{,}81} 0{,}16^2 \cdot 314^2 = 19{,}8 \text{ Мн/м}^2.$$

Имея значения σ'_{rb}, σ'_{tb}, σ_{ub} на радиусе r_b, производим расчет напряжений в сечениях $x = 10{,}5$; $13{,}5$; 16 *см* по уравнениям (135) и (136).

Второй расчет: проводится при $n'' = 0$; $\sigma''_{r\,2} = 0$; $\sigma_u = 0$ и произвольно выбранном значении $\sigma''_{t\,2} = 49$ *Мн/м²* (500 *кг/см²*).

При данных условиях уравнения (143) для определения постоянных интегрирования A'' и B'' принимают вид:

$$\sigma''_{r\,2} = A''p_1 + B''p_2 \text{ или } 0 = A''4{,}4 + B''(-0{,}445);$$

$$\sigma''_{t\,2} = A''q_1 + B''q_2 \text{ или } 500 = A''\cdot 3{,}038 + B''\cdot 2{,}886,$$

откуда $A'' = 15{,}9$; $B'' = 157$;

$$\sigma''_{r\,2} = A''p_1 + B''p_2 \text{ или } 0 = A''\cdot 4{,}4 + B''(-0{,}445);$$

$$\sigma''_{t\,2} = A''q_1 + Bq_2 \text{ или } 49 = A''\cdot 3{,}038 + B''\cdot 2{,}886,$$

откуда $A'' = 1{,}56$; $B'' = 15{,}4$.

Так же, как и в первом расчете, в табл. (39) и (40) производятся вычисления величин $A''p_1$, $B''p_2$, $A''q_1$, $B''q_2$; при известных A'', B'' и p_1, p_2, q_1, q_2 для всех отношений $\frac{x}{R}$ и путем их сложения находятся σ''_r и σ''_t. Напряжения σ''_{rb} и σ''_{tb} на внешней поверхности втулки радиуса r_b находятся по формулам сопряжения (117) и (120):

$$\sigma''_{rb} = \frac{b_1}{b_0}\sigma''_{r\,1} = \frac{4{,}5}{7{,}5}(-658) = -394 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma''_{tb} = \sigma''_{t\,1} - \mu\sigma''_{r\,1} + \mu\sigma''_{rb} =$$
$$= 1369 + 0{,}3\cdot 658 - 0{,}3\cdot 394 = 1448 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma''_{rb} = \frac{b_1}{b_0}\sigma''_{r\,1} = \frac{4{,}5}{7{,}5}\cdot(-64{,}6) = -38{,}6 \text{ Мн/м}^2;$$

$$\sigma''_{tb} = \sigma''_{t\,1} - \mu\sigma''_{r\,1} + \mu\sigma''_{rb} =$$
$$= 134{,}2 + 0{,}3\cdot 64{,}6 - 0{,}3\cdot 38{,}6 = 142 \text{ Мн/м}^2.$$

При полученных σ''_{rb} и σ''_{tb} и известных β_1, β_2, β'_1, β'_2 производим в табл. (39) и (40) вычисления $\beta_1\sigma''_{tb}$, $\beta_2\sigma''_{rb}$, $\beta'_1\sigma''_{tb}$, $\beta'_2\sigma''_{rb}$ для различных сечений втулки.

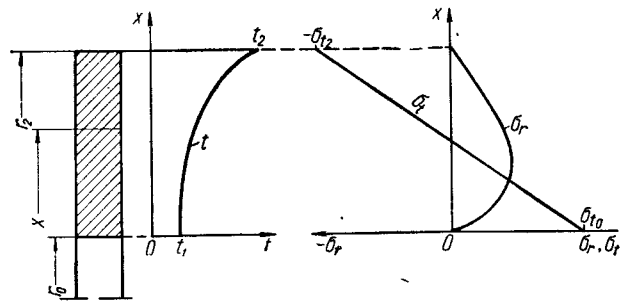
Чтобы подсчитать действительные напряжения, определяем коэффициент k_0 по уравнению (141), написанному для радиуса r_0:

$$k_0 = \frac{\sigma_{r\,0} - \sigma'_{r\,0}}{\sigma''_{r\,0}} = \frac{-50 + 1810}{-1590} = -1{,}107;$$

$$k_0 = \frac{\sigma_{r\,0} - \sigma'_{r\,0}}{\sigma''_{r\,0}} = \frac{-4{,}9 + 177{,}3}{155{,}9} = -1{,}107.$$

По уравнениям (141) и (142) производятся вычисления действительных напряжений σ_r и σ_t по профилю диска в табл. (39) и (40).

Температурное поле в диске. Температура диска по радиусу и толщине различна вследствие неодинаковых условий подвода и отвода тепла. Основными факторами, влияющими на распределение и величины температур по радиусу диска, являются: разность температуры пара, омывающего диск, и температуры центральной части диска, которая зависит от местоположения диска в турбине, т. е. от количества отводящего по валу тепла к ступеням, имеющим более низкую температуру, и к подшипникам, охлаждаемым маслом; различная толщина обода, тела и ступицы



Фиг. 128. Температурные напряжения в диске постоянной толщины.

диска; различные величины поверхностей этих частей диска, омываемые паром; и, наконец, величина коэффициента теплопроводности материала диска.

Под влиянием неравномерного распределения температур по радиусу диска внутри него возникают напряжения, так как тепловые расширения элементов диска на различных радиусах неодинаковы. Вблизи наружной части диск стремится расшириться больше, чем это позволяют внутренние более холодные участки. Вследствие этого на больших радиусах диска возникают сжимающие (отрицательные) тангенциальные напряжения, а в центральной части появляются растягивающие напряжения.

Последние напряжения опасны тем, что имеют одинаковый знак с динамическими напряжениями и наибольшую величину в опасном сечении по внутренней расточке ступицы диска. Неравномерность температуры также вызывает появление радиальных напряжений, которые равны нулю лишь на внешнем и внутреннем радиусах диска, насаженного на вал.

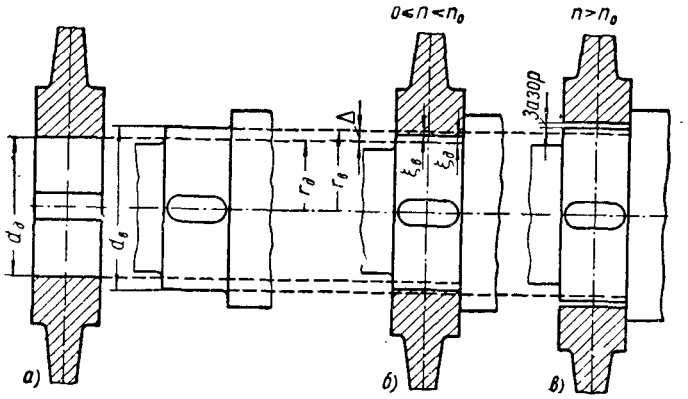
Закон изменения температур по радиусу, как рассмотрено выше, зависит от многих факторов и должен быть установлен для данной конструкции специальными расчетами или экспериментом. Приближенно изменение температуры по радиусу может быть определено по уравнению $t = t_1 + (t_2 - t_1)\left(\frac{x}{r}\right)^2$, где

t_2 и t_1 — соответственно температуры диска у периферии и в центре; x — произвольный радиус.

На фиг. 128 показано изменение температуры по радиусу диска постоянного профиля и характер изменения тангенциальных и радиальных температурных напряжений.

Натяг диска при посадке на вал и освобождающее от него число оборотов

Диски паровых турбин насаживаются на вал ротора в горячем состоянии. Принцип посадки диска в горячем состоянии с натягом состоит в том, что диск изготовляется с внутренним диаметром, меньшим, чем диаметр участка вала, на который насаживается диск, на величину $2\Delta = d_в - d_д$ (фиг. 129, *а*). За счет нагрева



Фиг. 129. Натяг диска при посадке на вал:

а — диск и участок вала при сборке; *б* — положение диска и вала при $0 \leqslant n < n_0$; *в* — положение диска и вала при $n > n_0$.

диска диаметр его расточки увеличивается, после чего он насаживается на вал. При охлаждении диска внутренняя расточка его втулки деформируется на величину $2\xi_д$ (фиг. 129, *б*), вследствие чего появляются внутренние радиальные $\sigma_{rн}$ и тангенциальные напряжения $\sigma_{tн}$, обеспечивающие плотное соединение диска с валом — натяг. Наибольшие значения этих напряжений будут на внутренней поверхности втулки, а по мере удаления в радиальном направлении они быстро убывают. Под действием напряжений, появляющихся вследствие натяга, диаметр вала уменьшается на величину $2\xi_в$.

При этом можно записать

$$r_д + \xi_д = r_в - \xi_в,$$

откуда натяг будет

$$2\Delta = 2(r_в - r_д) = 2(\xi_в + \xi_д).$$

С увеличением числа оборотов диаметр внутренней расточки втулки диска под действием центробежных сил массы диска с лопатками увеличивается, а радиальное напряжение на внутренней поверхности втулки снижается от величины $\sigma_{rн}$ при $n = 0$ до σ_{r0} при $n = 3000$ *об/мин*. Для обеспечения плотной посадки диска на вал при рабочем числе оборотов радиальное напряжение выбирается в пределах $\sigma_{r0} = -(4{,}9 \div 14{,}7)$ *Мн/м*^{2}—[(50—150 *кг/см*^{2})] и выше; оно зависит от величины натяга. Величина натяга, в свою очередь, зависит от тангенциальных и радиальных напряжений на внутренней поверхности расточки диска и диаметра вала.

При увеличении числа оборотов выше рабочего возрастают центробежные силы пропорционально квадрату угловой скорости, стремящиеся растянуть диск.

Радиальные напряжения на внутренней расточке диска при каком-то числе оборотов понижаются до нуля. Минимальное число оборотов, при котором давление между диском и валом равно нулю, и называется освобождающим числом оборотов.

Следует отметить, что с увеличением числа оборотов под действием центробежных сил собственной массы вала и уменьшения давления со стороны диска на вал первоначальная отрицательная деформация вала $\xi_в$ уменьшается до нуля. Затем под действием центробежной силы участка вала деформация увеличивается и становится положительной, т. е. диаметр вала увеличивается на величину $d_в + 2\xi'_в$ (фиг. 129, *в*). Однако с увеличением скорости вращения ротора деформация диска $\xi_д$ возрастает больше, нежели деформация вала $\xi_в$, вследствие чего при каком-то числе оборотов радиальное напряжение обращается в нуль и натяг исчезает.

При еще большем увеличении скорости вращения ротора между диском и валом образуется зазор, что вызывает смещение центра тяжести дисков относительно оси и, как следствие, создает вибрацию ротора.

При сбросе нагрузки число оборотов ротора турбогенератора быстро возрастает. Система регулирования должна обеспечить прекращение доступа пара в турбину с таким расчетом, чтобы увеличение числа оборотов ее не превысило 105—108% нормального. На тот случай, если система регулирования по какой-либо причине не обеспечит прикрытия парораспределительных органов, то для предотвращения повышения числа оборотов до опасной величины, устанавливаются автоматы безопасности. При увеличении числа оборотов на 10—12%, больше рабочего, автоматы безопасности срабатывают. Следует иметь в виду, что после срабатывания автоматов безопасности при сбросе нагрузки возможно некоторое увеличение числа оборотов за счет расширения пара, находящегося в турбине, от клапанов до конденсатора.

Исходя из этих положений, величина натяга должна быть выбрана таким образом, чтобы снимающие натяг число оборотов на 15—30% превышало рабочее.

Величину натяга упрощенно с некоторым приближением можно получить, пользуясь выражениями (83) и (86), откуда

$$2\Delta \approx 2\xi_{\partial} = \frac{2r_0}{E}(\sigma_{t0} - \mu\sigma_{r0}),$$

где σ_{t0} и σ_{r0} — тангенциальное и радиальное напряжения на расточке втулки.

При некотором числе оборотов диск отделится от вала; при этом $\sigma_{r0} = 0$, и формула примет вид

$$2\Delta = \frac{2r_0}{E}\sigma_{t0}.$$

Для обеспечения плотной посадки полученную величину натяга следует увеличивать примерно на 10%. Расчет посадки диска следует производить исходя из максимального числа оборотов ротора.

Для практического пользования можно принимать величины натягов в турбинах с 3000 *об/мин*:

1. Для легко напряженных дисков $2\Delta = (0{,}0008 \div 0{,}0010)\ d_в$.
2. Для напряженных дисков $2\Delta = (0{,}0010 \div 0{,}0013)\ d_в$.
3. Для тяжело напряженных дисков $2\Delta = (0{,}0014 \div 0{,}0016)\ d_в$.

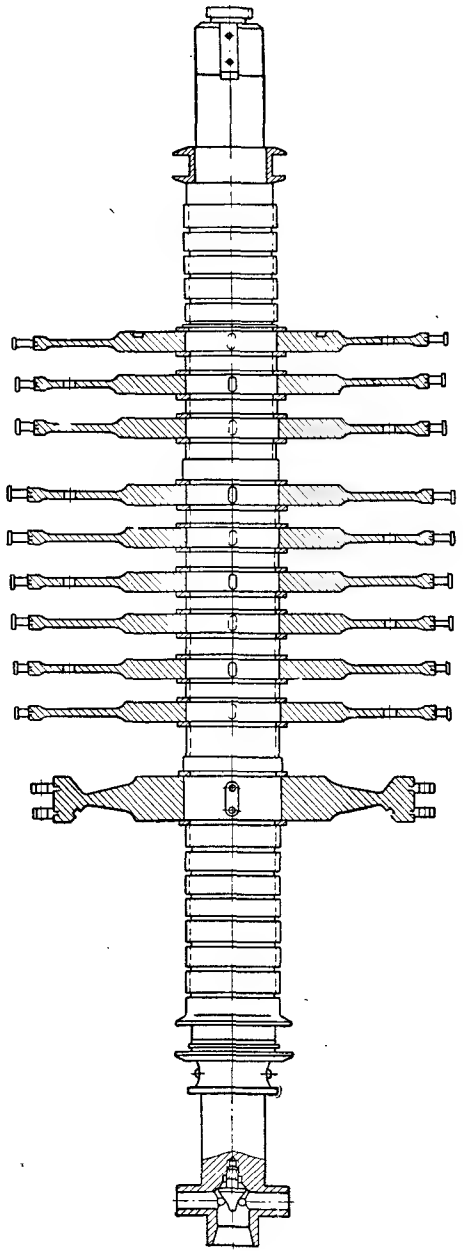
В ответственных случаях тяжело нагруженных дисков последних ступеней турбин следует производить более подробный расчет величины натяга, освобождающего числа оборотов и напряжений, появляющихся в диске и вале вследствие посадки. Такой расчет, например, обстоятельно изложен в источнике [7].

§ 35. РОТОРЫ С НАСАДНЫМИ ДИСКАМИ

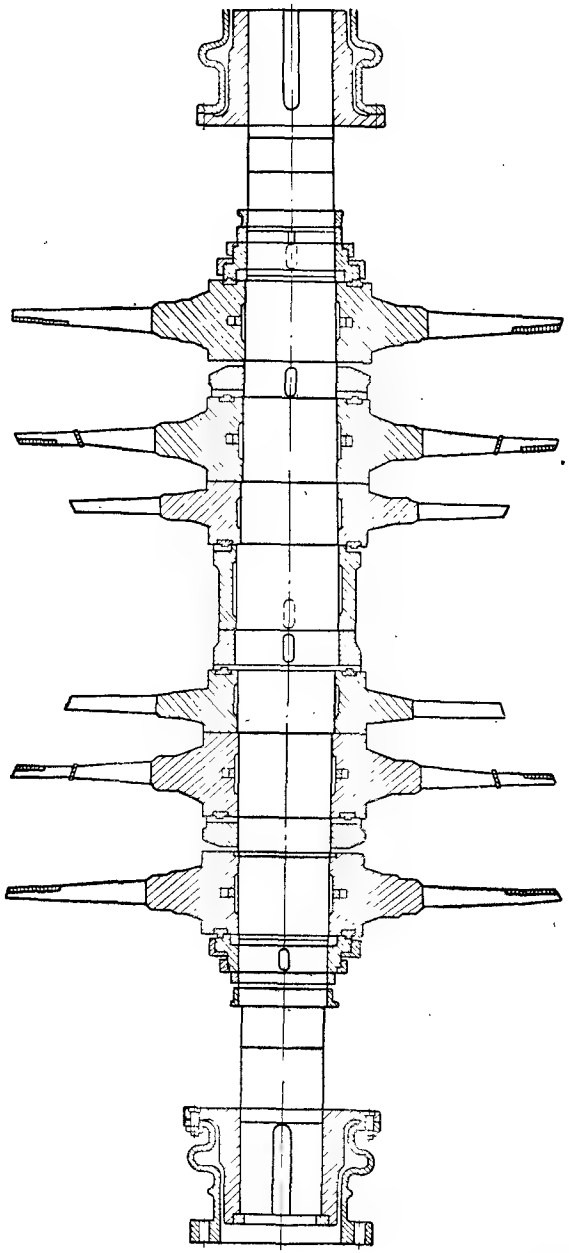
На фиг. 130, 131 представлены роторы с насадными дисками. Диски, показанные на фиг. 132, можно разделить на отдельные части: обод, полотно и ступицу. Размеры и конструкция обода определяются размерами и конфигурациями хвоста лопаток. При небольшой ширине лопаток в первых ступенях обод не отличается или почти не отличается по ширине от полотна диска.

В средних и последних ступенях турбин для снижения величин напряжений полотно диска по мере приближения к ступице утолщается. Упрощая обработку полотна диска, применяют диски с полотном постоянной толщины, с профилем полотна, выполненного в виде одного или двух конусов. Размеры ступиц выбирают исходя из возникающих в них напряжений при вращении ротора.

Определяющими с точки зрения прочности являются, как рассмотрено ранее, обычно максимальные тангенциальные напряжения на внутренней расточке диска. Для снижения напряжений в ступицах (при неизменном полотне диска) увеличивают их ширину в осевом направлении и наружный диаметр, а также умень-

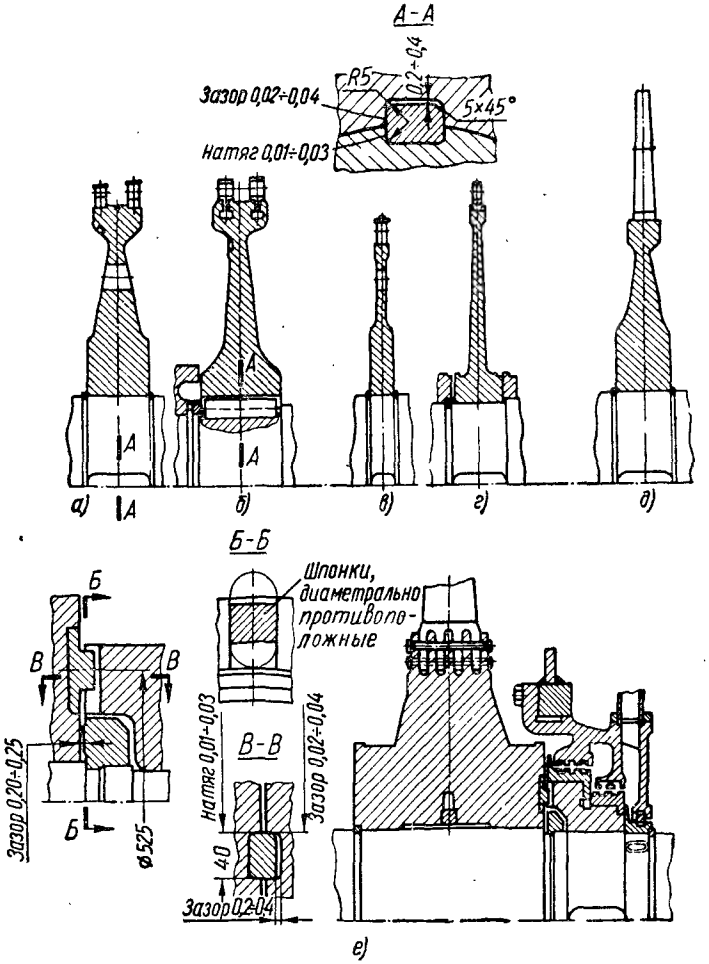


Фиг. 130. Ротор с насадными дисками турбины КТЗ.



Фиг. 131. Ротор ц. н. д. турбины К-100-90 (ВК-100) ЛМЗ с насадными дисками.

шают внутренний диаметр расточки. Наиболее эффективным средством снижения напряжений в ступице является увеличение ее осевого размера. При этом следует иметь в виду, что чрезмерное увеличение ширины ступицы в осевом направлении приводит



Фиг. 132. Конструкция рабочих колес:

а, б — колеса регулирующей ступени Кертиса; *в, г* — колеса первых ступеней давления; *д, е* — колеса последних ступеней давления.

к тому, что напряжения по ширине распределяются крайне неравномерно и удаленные от серединной плоскости диска участки ступицы фактически могут не работать.

Увеличение наружного диаметра ступицы дает сравнительно небольшой эффект по снижению напряжений на внутренней расточке, а при достижении определенного диаметра может их даже

повысить. Уменьшение диаметра внутренней расточки диска значительно снижает тангенциальные напряжения, но это также возможно только до определенных пределов, так как связано с уменьшением диаметра вала, что приводит к повышению его статического, динамического прогибов и уменьшению критического числа оборотов.

Переход от поверхности ступицы к полотну диска и от одной поверхности полотна к другой осуществляется возможно бо́льшим радиусом для избежания концентрации напряжений.

Осевые размеры проточной части турбины определяются: получением плавности — плавного увеличения размеров (высот рабочих и направляющих лопаток по мере расширения пара); толщиной диафрагм, которая выбирается исходя из действующих в них напряжений; осевыми размерами ступиц дисков. В первых ступенях преобладающим фактором является напряжение в диафрагмах, в средних — напряжения в диафрагмах и в ступицах дисков, а в последних — напряжения в ступицах дисков и плавность проточной части турбины.

В дисках первых и средних ступеней для выравнивания давления по обе стороны диска, т. е. снижения осевого давления, действующего на ротор, делаются разгрузочные отверстия (обычно 5 или 7 шт.), расположенные приблизительно на его среднем диаметре. Разгрузочные отверстия концентрируют напряжения, поэтому края этих отверстий скругляются возможно бо́льшим радиусом (5—15 *мм*), а поверхности отверстий и галтелей полируются.

В последних ступенях конденсационных турбин с наиболее напряженными дисками разгрузочных отверстий не делается, так как они работают в области малых давлений пара, поэтому незначительны и величины перепадов давления по обе стороны дисков, а значит незначительно разгружающее влияние отверстий.

Чтобы исключить концентрацию напряжений и уменьшить потери энергии пара на трение о поверхность диска, их полностью обрабатывают с чистотой поверхности ∇6—∇7.

Обработке с большей точностью (жесткими допусками) подвергаются посадочные поверхности для лопаток на ободе диска и внутреннее отверстие для посадки дисков на вал. Для создания возможности облопачивания на диске делаются одно или два расположенных диаметрально противоположно замковых гнезда, в которые после набора лопаток вставляются замковые лопатки или замковые промежуточные тела.

Все диски до и после облопачивания проходят статическую балансировку на призмах, которая заключается в приведении центра тяжести массы диска к его оси вращения.

На наружной цилиндрической поверхности ступиц дисков выполняются кольцевые выступы и впадины для лабиринтовых уплотнений.

В дисках последних ступеней с большой осевой шириной ступицы для упрощения обработки внутренней посадочной поверхности в средней части делается технологическая выточка диаметром, бо́льшим посадочной поверхности на 2—5 *мм*, а также канавки для контроля материала на флокены и трещины (фиг. 131, 132, *е*).

Рабочие колеса насаживаются на вал с натягом $2\Delta = d_в - d_д$ для обеспечения надежного крепления на валу.

При посадке на вал диски разогреваются в заводских условиях в электропечи или для этой цели применяется специальный электрический трансформатор с разъемным сердечником, на который надевается диск. Диск на замкнутом сердечнике является единственным витком вторичной обмотки трансформатора, который равномерно и быстро нагревается вторичным током и наведенными вихревыми токами.

При снятии дисков с вала для нагрева применяют одновременно две-четыре газовые горелки № 5 — № 7. Нагрев производится с двух сторон от обода постепенным переходом к ступице диска до тех пор, пока от усилия нажимных болтов или домкратов диск не стронется с места. При снятии диска необходимо следить, чтобы он нагревался интенсивно, но равномерно, и чтобы при этом возможно меньше нагревался вал. Стяжные болты приспособления для снятия диска должны быть равномерно натянуты для избежания перекоса диска. В условиях эксплуатации нагрев дисков при посадке их на вал ротора производится автогенными горелками так же, как при снятии их с вала.

Нагрев дисков до температуры 100° С может производиться в кипящей воде, а затем дополнительно до необходимой температуры прогрев ведут автогенными горелками или паяльными лампами. При посадке диск должен быть прогрет до такой температуры, когда диаметр внутренней расточки диска больше диаметра вала в месте посадки на 0,3—0,4 *мм*.

Температура нагрева диска может быть определена по уравнению

$$t = \frac{2\Delta + 2a}{d_0\beta} + t_0 \text{ °C},$$

где t_0 — температура помещения цеха;
d_0 — диаметр внутренней расточки ступицы в *мм*;
$\beta = (10 \div 12) \cdot 10^{-6}$ — коэффициент линейного расширения перлитных сталей в интервале температур от 0 до 200° С;
$a = 0{,}15 \div 0{,}2$ — радиальный зазор в *мм*, необходимый для свободного прохода внутренней расточки дисков на посадочный участок вала.

Пример: При $d_0 = 350$ *мм*; $2\Delta = 0{,}35$ *мм*; $t_0 = 20°$ С; $a = 0{,}15$ *мм* температура нагрева диска для посадки на вал

$$t = \frac{0{,}35 + 2 \cdot 0{,}15}{350 \cdot 10 \cdot 10^{-6}} + 20° = 234° \text{С}.$$

Крутящий момент от дисков к валу передается через осевую одну или две призматические шпонки, расположенные диаметрально противоположно. Эти шпонки рассчитываются на срез и смятие без учета, что натяг при посадке дисков на вал в какой-либо мере их разгружает.

В паз на валу (фиг. 132) шпонки устанавливаются с натягом 0,01—0,03 *мм* по боковым поверхностям. Между пазом в диске и шпонкой в тангенциальном направлении имеются зазоры 0,02—0,04 *мм*, а в радиальном 0,2—0,4 *мм*. Особое внимание следует обращать на соблюдение зазоров и закруглений $R \geqslant 5$ *мм* в углах шпоночных пазов в диске.

В практике турбостроения имели место случаи образования трещин в ступицах дисков, которые распространяются от угла шпоночного паза в радиальном направлении, пересекая ступицу диска с одной или обеих сторон, и распространяются в полотно диска.

Подобные трещины вызывались острой подрезкой углов шпоночного паза в диске, недостаточной чистотой его обработки, несоосностью шпоночного паза в диске и шпоночной канавки в роторе, наличием натяга между шпонкой и диском в радиальном направлении, перекосом диска при посадке на вал, неблагоприятными условиями остывания диска после его посадки и т. д.

В особонапряженных дисках последних ступеней мощных конденсационных турбин отечественными заводами для передачи крутящего момента дисков к валу через специальную втулку применяются одна или две радиальные шпонки, диаметрально противоположно расположенные на торце ступицы диска (фиг. 131, 132, *е*).

Посадку рабочих колес производят при вертикальном или горизонтальном положениях вала. При вертикальном положении вала значительно проще обеспечивается выполнение технических условий, предъявляемых к этой операции, и выше производительность труда. При обоих способах посадки должна обеспечиваться свободная посадка нагретой детали на посадочную поверхность. Она достигается нагревом детали (диска, втулки и т. д.) до соответствующей температуры.

Правильное осевое положение рабочих колес обеспечивается посадкой их вплотную до упора. При горизонтальном положении вала нагретое рабочее колесо насаживается прессом, а при вертикальном — собственным весом прижимается к упору. Между упором и торцом ступицы диска после его остывания допускается зазор до 0,1 *мм*.

Нагреванием диска увеличиваются диаметр расточки и ширина ступицы. При схватывании диска с валом ступица имеет еще увеличенную длину, и сокращение ее может идти в сторону упора или от него в зависимости от того, где диск сильнее обжимает вал.

Таким образом, задача состоит в том, чтобы обеспечить в первую очередь защемление вала со стороны упора. Для этого ступица диска со стороны упора после посадки его на вал обдувается сжатым воздухом или охлаждается подачей струи воды. Это обеспечивает быстрое охлаждение ступицы со стороны упора, и диск обжимает вал, т. е. фиксируется вплотную к упору, а сокращение ступицы при охлаждении происходит в сторону упора. Охлаждение ступиц дисков возле упора важно при большой ширине ее $\left(l \geqslant \frac{2}{3} d_{вала}\right)$. При малой ширине ступицы диска посадка рабочих колес на вал может быть осуществлена без охлаждения ступицы. Перед насадкой деталей на вал посадочное место вала тщательно протирается, осматривается и смазывается ртутной мазью для предохранения посадочных поверхностей от заедания при посадке. и от коррозии и прикипания при эксплуатации турбины.

После насадки рабочих колес на вал проверяется радиальное их биение по наружной поверхности ступицы и аксиальное биение по ободу дисков. Радиальное биение допускается до 0,1 *мм*. Аксиальное биение δ в зависимости от наружного диаметра D обода допускается:

при $D \leqslant 1200$ *мм*	$\delta \leqslant 0{,}15 \div 0{,}2$ *мм*;
при $D = 1200 \div 1600$ *мм*	$\delta \leqslant 0{,}2 \div 0{,}3$ *мм*;
при $D > 1600$ *мм*	$\delta \leqslant 0{,}5$ *мм*.

При посадке дисков и других деталей на вал необходимо обеспечить осевые зазоры для теплового расширения насаженных деталей во время работы турбины.

На фиг. 133 приведены способы крепления элементов ротора (дисков, втулок и т. д.) на валу в осевом направлении.

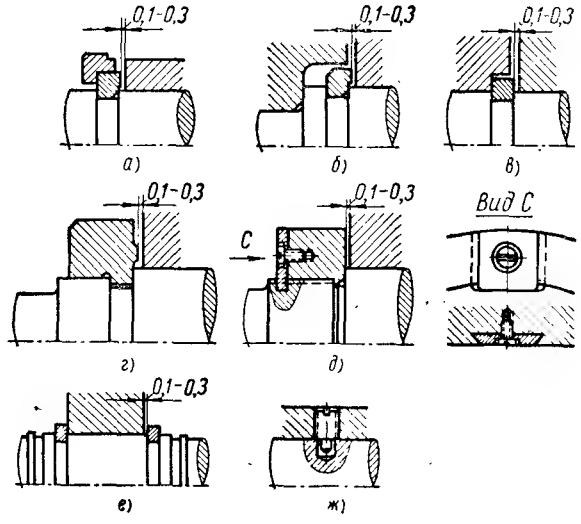
Осевой зазор для обеспечения теплового расширения насадных деталей выбирается в пределах 0,1—0,3 *мм* в зависимости от температуры пара и осевых размеров насадных деталей.

Валы турбин малой мощности для простоты обработки имеют постоянный диаметр, и диски фиксируются кольцами (фиг. 133, *е*, 130) вложенными в разогретом состоянии в кольцевые пазы вала.

В крупных мощных турбинах валы по форме приближаются к телу равного сопротивления, выполняются ступенчатыми с наибольшим диаметром посредине или с наибольшим диаметром под последним диском. Для одного диска колес или двух имеется отдельная посадочная поверхность. В первом случае насадка рабочих колес производится поочередно с двух сторон, во втором — с одной стороны.

Конструкции посадки дисков на вал. Одним из основных факторов, определяющих спокойную и надежную работу ротора турбины, является обеспечение надежной посадки дисков на вал. Этим объясняется появление достаточно большого разнообразия способов (конструкций) посадок дисков на вал.

Требования к посадке сводятся к надежному креплению дисков на валу при рабочем числе оборотов и оборотах на 10—12% выше



Фиг. 133. Способы крепления элементов ротора на валу в осевом направлении:

а, б, в — полукольцами, вкладываемыми в пазы; *г, е* — кольцами, вложенными в разогретом состоянии в пазы; *д* — гайкой; *ж* — винтом.

рабочего, при которых происходит выбивание автомата безопасности, а также при переменных тепловых режимах деталей ротора (вала и дисков). Надежность крепления дисков на валу должна сохраняться в течение всего времени эксплуатации, или, если натяг уменьшается с течением времени вследствие релаксации металла, то в допустимых пределах. Это зависит в основном от свойств применяемого для дисков металла, напряжений и температурных условий его работы.

Конструкция посадки выбирается в зависимости от действующих по посадочной поверхности ступицы диска напряжений и температуры пара. При этом учитываются применяемый для дисков материал, технологичность конструкции, простота сборки и ремонта.

В настоящее время в отечественных паровых турбинах при температурах примерно до 350—400° С применяется посадка дисков

непосредственно на вал с натягом осевыми и радиальными шпонками.

При умеренных напряжениях на поверхности внутренней расточки дисков применяют посадку дисков непосредственно на вал с передачей крутящего момента с помощью одной или двух осевых призматических шпонок (фиг. 132, *а* — *д*).

При пуске и нагружении турбины прогреваются детали ротора. Скорость прогрева деталей зависит от их массы, размеров, величины поверхности, омываемой паром, температуры пара и коэффициентов теплопроводности металла и теплоотдачи от пара к металлу.

Диски — более тонкие по сравнению с валом детали омываются со всех сторон паром, в то время как передача тепла к валу в большинстве конструкций происходит через довольно толстые ступицы дисков. Поэтому чем больше скорость прогрева и выше температура пара в данном месте турбины, тем большая разность температур возникает между дисками и валом. В результате чего плотность посадки дисков на валу нарушается и диски смещаются в одну сторону (в сторону дибаланса), что вызывает вибрацию ротора. При этом тепловой поток от ступиц дисков к валу становится неравномерным по окружности, что приводит к неравномерности распределения температур и, следовательно, к тепловому прогибу вала, увеличивающему вибрацию ротора.

Выдержка и прогрев турбины на малой скорости вращения уменьшает разность температур между дисками и валом, натяг восстанавливается, устраняется прогиб вала, а вместе с ним и вибрация ротора.

Верхний температурный предел примерно 350—400° С применения посадки диска непосредственно на вал с натягом ограничивается сохранением величины натяга с течением времени (100—200 тыс. *ч*).

Под влиянием релаксации металла диска может произойти ослабление соединения (посадки) диска с валом. С увеличением температуры пара, начального напряжения, зависящего от величины натяга, скорость релаксации возрастает, она также зависит от химического состава стали, термической обработки, величины зерна и микроструктуры.

В начальный период релаксации падение напряжений, созданных натягом, происходит быстро, а затем эта скорость падения напряжений снижается.

Освобождение дисков с вала — ликвидация натяга, приводит к вибрации турбины, которую можно устранить путем восстановления первоначальной величины натяга при ремонте.

При данной посадке восстановление натяга производится:

1) заменой диска новым диском той же конструкции, но изготовленным из более легированного металла, обладающего большей релаксационной стойкостью;

2) посадкой диска на стальную фольгу;
3) посадкой диска на разрезную цилиндрическую втулку;
4) посадкой диска на кольца [42], [43].

По мере увеличения мощностей паровых турбин росла высота рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин, что вызывало повышение напряжений на посадочной поверхности расточек дисков. При проектировании серии турбин на высокие параметры пара: $p_{0\,абс} = 88{,}3$ *бар* ($p_0 = 90$ *ата*), $t_0 = 480 \div 500°$ С в турбинах мощностью 50 и 100 *Мвт* на ЛМЗ впервые была применена посадка дисков с радиальными шпонками (фиг. 131, 132, *е*). Такая посадка дисков рабочих колес на вал ротора нашла широкое распространение в современных турбинах повышенных мощностей с высокими начальными параметрами пара ЛМЗ и ХТГЗ.

В такого рода соединениях осевые шпонки перенесены на торцовую поверхность ступицы диска для того, чтобы не ослаблять и без того напряженную поверхность внутренней расточки диска. Передача крутящего момента от диска к втулке происходит через одну или две радиальные шпонки, расположенные диаметрально противоположно.

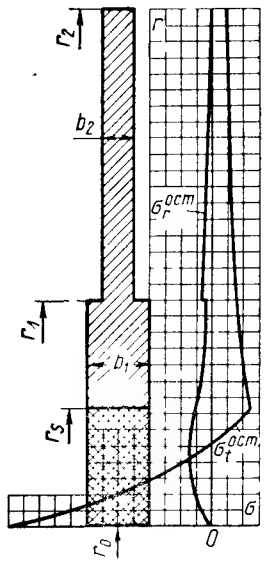
Крутящий момент от втулки, расположенной с правой или левой стороны диска, передается на вал через две осевые шпонки. Требования к изготовлению радиальных шпонок, шпоночных пазов, величины натягов и зазоров такие же, как и для осевых шпонок, а именно: радиальные шпонки при посадке в диск имеют натяг 0,01—0,03 *мм*, а в кольцо входят с зазором 0,02—0,04 *мм*.

Автофретирование дисков. С 1955 г. на Калужском турбинном заводе при изготовлении турбин с начальными параметрами пара $p_{0\,абс} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С и $p_{0\,абс} = 14{,}7$ *бар* ($p_0 = 15$ *ата*), $t_0 = 350°$ С, мощностью от 1500 *квт* до 12 000 *квт*, с числом оборотов $n = 3000$ в минуту применяются в основном только автофретированные диски (фиг. 130, 132, *а*, *в*, *д*).

Сущность автофретирования состоит в том, что в диске рабочего колеса (до его окончательной обработки) искусственно на специальной установке путем вращения с числом оборотов порядка 8500 в минуту создается напряжение выше предела текучести в волокнах на расточке ступицы диска и в части ступицы вблизи расточки. В этих волокнах возникает остаточная деформация, которая после прекращения вращения препятствует возвращению вышележащих упругих слоев в исходное положение.

При автофретировании используется закономерность изменения по радиусу тангенциальных и радиальных напряжений во вращающемся диске, создаваемых в нем действием центробежных сил массы лопаток и диска. Наибольшие тангенциальные напряжения будут на расточке ступицы, а при переходе к наружной поверхности ступицы они резко уменьшаются. В различных сечениях полотна диска тангенциальные и радиальные напряжения по сравнению с напряжениями на расточке имеют умеренные значения.

Если на специальной установке увеличивать число оборотов вращения диска, то при этом будут увеличиваться центробежные силы массы диска пропорционально квадрату угловой скорости; возрастают также и напряжения в диске. При каком-то числе оборотов свободно вращающегося диска напряжения на расточке диска достигнут значения предела текучести металла. В дальнейшем с повышением скорости вращения волокна внутренней расточки диска получают пластические деформации, в то время как остальная часть диска будет претерпевать упругие деформации.



Фиг. 134. Эпюра остаточных напряжений в неподвижном диске после снятия нагрузки.

Дальнейшее увеличение числа оборотов приводит к увеличению радиуса r_s — границы пластической зоны (фиг. 134). После создания пластической зоны определенной величины диск останавливают, т. е. снимают нагрузку. Затем наружная зона диска, имевшая во время вращения упругую деформацию, стремясь к начальному состоянию, будет сжимать внутреннюю зону пластической деформации и тем самым создавать в ней остаточные сжимающие напряжения. При этом наружное кольцо ступицы несколько растянется.

На фиг. 134 изображена эпюра остаточных напряжений в неподвижном после останова диске. Тангенциальные сжимающие напряжения достигают наибольших значений на расточке диска, а в наружной зоне выше радиуса r_s растягивающие напряжения будут небольшие.

Остаточные радиальные сжимающие напряжения во всем диске также незначительны, а на расточке диска они равны нулю.

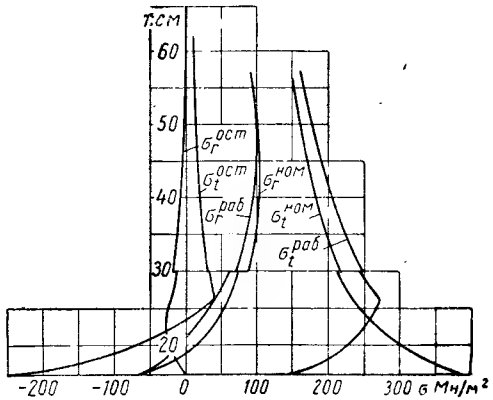
Далее диск окончательно обрабатывается и насаживается на вал с натягом.

Во время вращения ротора турбины с рабочим числом оборотов возникающие при этом рабочие напряжения суммируются с остаточными, полученными при автофретировании дисков. В результате этого в зоне выше радиуса r_s тангенциальные напряжения увеличиваются на величину остаточных напряжений (фиг. 135), а в зоне ниже радиуса r_s они уменьшаются на величину остаточных напряжений.

Таким образом, зона максимальных напряжений перемещается в глубь диска, где отсутствует концентрация напряжений

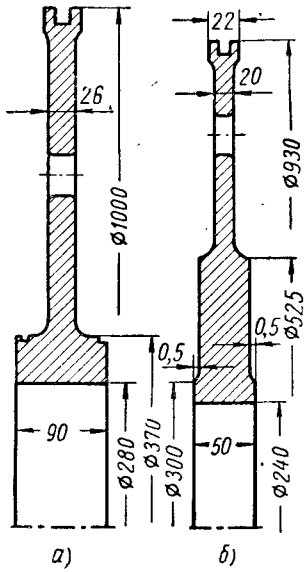
от шпоночного паза. Получаемое при автофретировании дисков снижение напряжений дает возможность для изготовления дисков применять менее легированную дешевую сталь и повысить величину натяга дисков при посадке их на вал для обеспечения надежной работы турбины.

Кроме того, применение автофретирования позволило создать конструкцию диска рабочего колеса, существенно отличающуюся от обычной. Наибольшее различие новой автофретированной конструкции дисков от старой, показанное на фиг. 136, состоит в толщинах ступицы рабочего колеса. В старой конструкции толщина ступицы почти вдвое больше толщины ступицы



Фиг. 135. Распределение напряжений в диске 17-й ступени турбины АК-12 КТЗ:

$\sigma_t^{ном}$ и $\sigma_r^{ном}$ — напряжения без учета автофретирования; $\sigma_t^{раб}$ и $\sigma_r^{раб}$ — напряжения с учетом автофретирования.



Фиг. 136. Диски турбин КТЗ:

а — старая конструкция; *б* — новая конструкция.

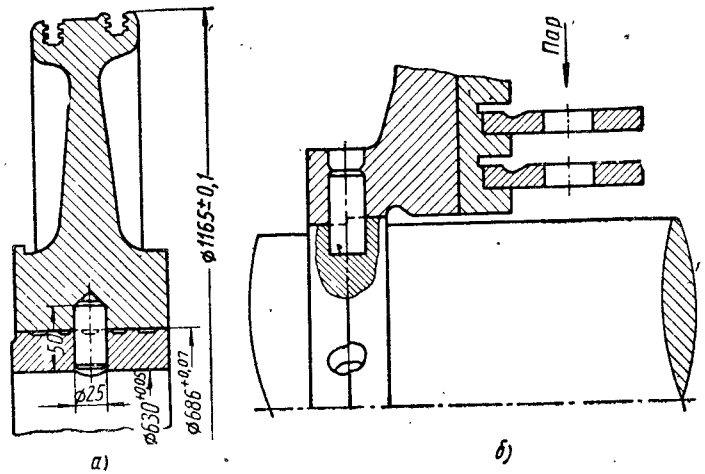
автофретированного диска. Таким образом, автофретирование дисков уменьшает осевые размеры проточной части турбины. Выточка для диафрагменных уплотнений в старых конструкциях располагались на наружной цилиндрической поверхности ступицы. В новой конструкции уплотнение размещается непосредственно на валу, поэтому их диаметр уплотнения меньше примерно на 50%. В связи с этим утечка пара через диафрагменные уплотнения уменьшилась в полтора раза.

При автофретировании большое значение имеет однородность структуры металла и его механических свойств по ширине ступицы для избежания конической деформации расточки. Поэтому заготовка (поковка) имеет форму диска с припуском на механическую обработку и с припуском для взятия образцов для механических испытаний из внутренней расточки диска. Так как из этих

припусков невозможно вырезать образцы для холодного загиба, то такие испытания не производятся.

Утонение поковки дисков значительно улучшило прокаливаемость и проковку заготовки, что позволило при тех же прочностных данных резко повысить пластические характеристики. Например, если ударная вязкость увеличилась в 2 раза, то и другие пластические характеристики увеличились.

Уменьшение ширины ступицы дисков и изготовление их из более дешевых марок сталей существенно снизило их стоимость.



Фиг. 137. Посадка диска на вал с радиальными пальцами:

а — диск с пальцевой втулкой; *б* — диск с радиальными пальцами.

Например, стоимость диска рабочего колеса 9-й ступени турбины К-4-35 (АК-4-3) старой конструкции после окончательной обработки равна 487,1 руб. при стоимости заготовки 388,6 руб., а стоимость автофретированного диска той же ступени в турбине К-4-35 (АК-4-4) составляет соответственно 279,7 и 206,4 руб.

Таким образом, разница в стоимости заготовок и окончательно обработанного диска составляет ~200 руб. По стоимости дисков в каждой турбине с 10—15 ступенями получается экономия 2000—3000 руб.

Применение пальцевых втулок для крепления дисков на валу. В более ранних конструкциях турбин с начальными параметрами пара до $p_{0\,абс} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С в дисках регулирующих ступеней, которым присущи резкие колебания температур во время пусков и нагружений турбин, применялись пальцевые втулки (фиг. 137, *а*).

В этих турбинах регулирующие ступени обычно выполнялись двухвенечными, поэтому диск рабочего колеса подвергался действию больших напряжений и он был массивнее ступеней давления.

Иногда несколько первых ступеней давления (от 2-й до 5-й) также насаживались на вал с пальцевыми втулками. Посадка диска с пальцевой втулкой на вал производится обычным образом. Натяг по поверхности сочленения втулки с диском создается за счет упругого растяжения втулки при посадке на вал. В такой конструкции во время пуска и нагрузок турбины диск прогревается быстрее, чем втулка с валом, и температурные деформации диска пальцевой втулке не передаются, сохраняя ее надежное соединение с валом. Прочность такого соединения объясняется тем, что в нем температура втулки почти равна температуре участка вала под ней, а так как масса втулки мала, то и напряжения, вызываемые центробежными силами, будут незначительными.

Радиально расположенные пальцы создают направление температурного расширения диска и, кроме того, служат для передачи крутящего момента от диска к втулке, которая фиксируется на валу двумя осевыми шпонками.

Отклонения осей пальцевых отверстий в радиальном и перпендикулярном к оси расточки диска направлениях допускаются не более 0,08 *мм* на 100 *мм*.

Пальцы изготовляются обычно из легированной или улучшенной углеродистой стали и рассчитываются на срез и смятие; допускаемые напряжения назначаются в 2—3 раза меньше обычных.

Таким образом, при уменьшении натяга между диском и втулкой и даже при образовании зазора между ними за счет разности температурных расширений и действия центробежных сил массы лопаток и диска взаимное расположение вала, втулки и рабочего колеса не нарушается.

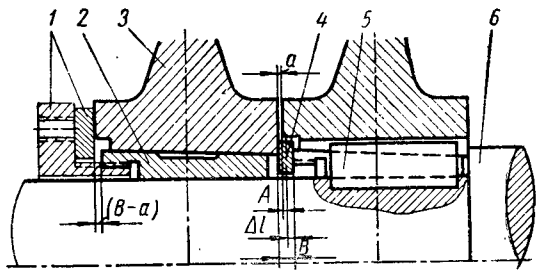
В процессе длительной эксплуатации в зоне высоких температур и воздействия достаточно высоких напряжений, вследствие релаксации металла диска, натяг может быть снят и может образоваться зазор между расточкой диска и втулкой, при этом также нарушения работы ротора не будет.

Несмотря на очевидную надежность соединения диска на валу ротора, рассмотренная конструкция в современных турбинах не применяется. Причиной этого являются повышенные требования к точности расположения осей пальцевого отверстия, сложность и дороговизна обработки этих отверстий.

В современных паровых турбинах с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С автофретированные или неавтофретированные диски регулирующих и первых ступеней выполняются с посадкой непосредственно на вал ротора подобно рассмотренному ранее.

На фиг. 137, *б* показана непосредственная посадка диска на вал с радиальными пальцами без втулки, примененная фирмой Сименс-Шуккерт в современной радиальной турбине с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 156{,}9$ *бар* ($p_0 = 160$ *ата*), $t_0 = 610°$ С и противодавлением $p_{к_{абс}} = 29{,}4$ *бар* ($p_к = 30$ *ата*).

Применение данной посадки объясняется изготовлением диска из аустенитной стали с коэффициентом линейного расширения примерно в полтора раза больше перлитной стали, из которой изготовлен вал. Разность температурных расширений диска и вала в турбине радиального типа определяется различными коэффициентами линейного расширения этих деталей и различными условиями прогрева их. В диске по радиусу закреплены один венец с осевым ходом пара и четыре лопаточных венца радиальных ступеней, поэтому температура пара при расширении в них резко меняется.



Фиг. 138. Посадка диска на конусную втулку:

1 — монтажная гайка с кольцом; *2* — конусная втулка; *3* — рабочий диск; *4* — установочное кольцо; *5* — шпонка; *6* — вал.

С левой стороны диска расположены радиальные уплотнения по полотну диска. Пар, проходя сквозь зазоры в них, дросселируется, т. е. давление постепенно понижается, а температура остается почти неизменной, равной температуре за соплами первой (регулирующей) активной ступени. Для лучшего прогрева вала диск посажен на выступ вала сравнительно малой длины. С правой стороны вал омывается паром после отработки в 5-й ступени, а с левой теплообмен совершается через ступицу диска и уплотнительные втулки переднего концевого уплотнения. При снятии натяга и образовании зазора между расточкой диска и посадочной шейкой вала пальцы диска служат направляющими для его расширения, и поэтому нарушения работы ротора не произойдет.

На фиг. 138 приведена посадка дисков на конусные втулки, применявшаяся в турбинах более ранних конструкций, работающих в области температур до 350° С. Ввиду сложности обработки конусных поверхностей втулки и расточки диска, такая посадка дисков в настоящее время не применяется. Конусная посадка может быть применена в дисках с достаточно толстыми в радиальном направлении ступицами, т. е. в последних ступенях конденсационных турбин.

В мощных современных турбинах в дисках последних ступеней напряжения на расточке достигают более 196 *Мн/м*^{2} (2000 *кГ/см*^{2}).

Установка конусных втулок требует выполнения диаметра расточки диска большего, чем диаметр вала, на величину толщины втулки, что приводит к дополнительному увеличению напряжений.

В этой конструкции продольная шпонка проходит через конусную разрезную втулку, поэтому она дополнительно работает на изгиб, что приводит к увеличению ее размеров по сравнению с рассмотренными ранее конструкциями, где шпонки работают на смятие и на срез.

Требуемый натяг обеспечивается в данной конструкции просаживанием конусной втулки в глубь диска, поэтому конструкция посадки диска на вал на конусных втулках имеет преимущество перед посадкой непосредственно на вал. Сущность указанного преимущества заключается в том, что в случае ослабления натяга при эксплуатации турбины величина натяга восстанавливается при ревизии турбины более глубоким просаживанием конусной втулки в глубь диска и заменой установочного кольца *4* кольцом большей толщины.

Внутреннюю поверхность конусной втулки (фиг. 138) изготовляют по диаметру вала с допуском $\pm 0{,}03$ *мм*, а наружную конусную — с допуском $\pm 0{,}1$ *мм* и последующей пригонкой ее по конусной расточке диска на краску. После пригонки замеряют расстояние A между торцами ступицы диска и втулки со стороны большего диаметра расточки. Далее для обеспечения плотности посадки втулки на вал и в диск втулка прорезается шпоночным пазом, ширина которого больше ширины шпонки на 0,5—1 *мм*.

Глубина запрессовки втулки в диск для обеспечения величины натяга подсчитывается по уравнению

$$\Delta l = \frac{2\Delta \cdot 100}{k} \text{ мм}, \qquad (144)$$

где 2Δ — величина натяга в *мм*;

$k = \frac{D-d}{l} 100$ — конусность втулки в % (обычно 6%);

D, d — соответственно максимальный и минимальный диаметры конуса втулки в *мм*;

l — длина втулки в *мм*.

Например, $D = 420$ *мм*, $k = 6\%$, $2\Delta = 0{,}001 \cdot D = 0{,}42$ *мм*

$$\Delta l = \frac{2\Delta \cdot 100}{k} = \frac{0{,}42 \cdot 100}{6} = 7 \text{ мм}.$$

Толщина установочного кольца определяется так:

$$B = A + \Delta l + a \text{ мм},$$

где A — величина занижения торца втулки относительно торца ступицы диска после ее пригонки в *мм*;

a — величина теплового зазора между ступицами диска ($a = 0{,}1 \div 0{,}3$ *мм*).

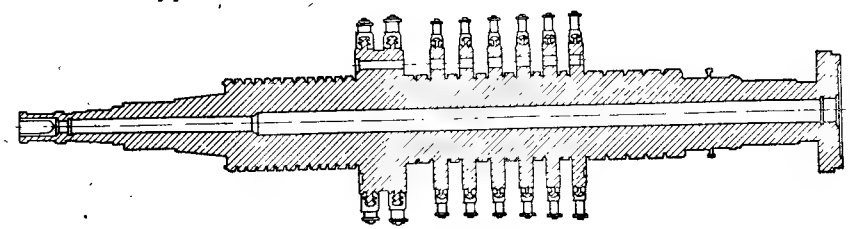
При посадке рабочий диск *3* нагревается и садится до упора на вал с установленной в его пазу шпонкой *5*. Со стороны большего диаметра расточки вставляется в диск конусная втулка *2* с ввернутой в нее монтажной гайкой *1* (фиг. 138). В нарезную часть конусной разрезной втулки вворачивается гайка *1* для того, чтобы установить точно размер $B—a$ между торцами конусной втулки *2* и монтажной гайки *1*, обеспечивающей величину натяга. Кроме того, процесс посадки с применением монтажной гайки *1* исключает перекос разрезной конусной втулки, а значит, и перекос диска.

При снятии диска с вала используется та же монтажная гайка *1*. Для этой цели в ней нарезаны отверстия для отжимных болтов. Порядок снятия диска с конусной втулкой — обратный процессу насадки.

После работы турбины тепловой зазор a у некоторых дисков рабочих колес несколько меняется, однако сумма зазоров остается равной установленной.

§ 36. ЦЕЛЬНОКОВАНЫЕ, КОМБИНИРОВАННЫЕ И СВАРНЫЕ РОТОРЫ

Цельнокованые роторы (фиг. 139) нашли широкое применение в современных активных турбинах с повышенными параметрами пара для работы в области температур выше 350—400° С. Для активных турбин, работающих в области высоких температур



Фиг. 139. Цельнокованый ротор.

пара, конструкция цельнокованых роторов является единственно приемлемой. В цельнокованых роторах диски с валом вытачиваются из одной целой поковки, поэтому ослабление дисков из-за релаксации напряжений при эксплуатации турбин на переменных тепловых режимах исключается.

Цельнокованые роторы изготовляются из крупных поковок (несколько десятков тонн), при этом должна быть обеспечена однородность металла и симметричное распределение его структуры относительно оси вала. Даже незначительная разница коэффициентов линейного расширения в зависимости от состояния структуры может привести к заметной разнице в расширении волокон

на противоположных сторонах ротора, что может явиться причиной прогиба и разбалансировки ротора при его прогреве.

Проверка термической стабильности ротора производится до его облопачивания. Для этого ротор помещают в электропечь и при вращении его ~2 *об/мин* индикаторами отмечают возникновение даже незначительного эксцентрицитета, который может появиться при изгибе в результате термического расширения.

Если ротор предназначен для работы в резко отличающихся по его длине температурных условиях, то испытание термической стабильности ротора проводят в электропечи, имеющей отдельные отсеки с различными температурами.

В цельнокованых роторах обычно делается центральное сверление для исследования его поверхности с помощью оптического прибора.

Применение цельнокованых роторов ограничивается диаметром дисков до 1 *м*, превышение этого размера резко осложняет получение высококачественных поковок.

Материал для поковки ротора выбирается исходя из условий работы первых ступеней при высоких параметрах пара, хотя последующие ступени могли бы быть изготовлены из слаболегированных сталей.

Таким образом, на изготовление цельнокованых роторов расходуется чрезмерное количество дорогостоящей легированной стали. К тому же при обработке такого ротора большой процент металла (объем металла между дисками) поковки идет в стружку для получения требуемой конфигурации дисков.

В цельнокованом роторе отсутствуют ступицы дисков, поэтому длина проточной части его будет определяться только шириной диафрагм и шириной полотна дисков, а не их ступицами, что иногда приводит к сокращению длины цельнокованого ротора по сравнению с ротором, имеющим наборные диски.

Отсутствие ступиц дисков уменьшает диаметры диафрагменных уплотнений, что, в свою очередь, снижает протечки пара через них и повышает к. п. д. проточной части турбины.

Существенным недостатком цельнокованых роторов является необходимость замены всего ротора в случае невозможности исправления неправильно изготовленного или поврежденного при эксплуатации хотя бы одного из дисков рабочих колес.

В связи с повышением начальных параметров пара повреждения роторов стали предметом более тщательных исследований.

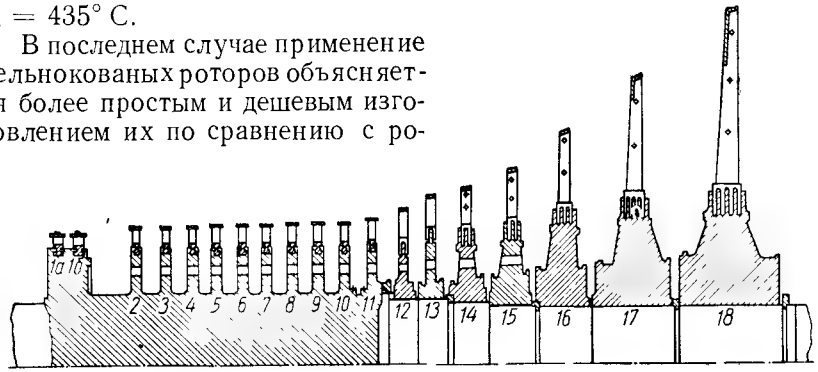
Разрешение проблемы изготовления роторов имеет два направления:

1. По линии применения соответствующих легированных сталей. Для турбин с начальной температурой пара до 580° С применяются перлитные стали, а для турбин с начальной температурой пара свыше 580° С — аустенитные стали.

2. По линии применения парового охлаждения роторов, изготовленных из хорошо зарекомендовавших себя в работе перлитных сталей, например, ротор турбины Р-100-300/31 (СКР-100) ХТГЗ с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 294$ *бар* ($p_0 = 300$ *ата*), $t_0 = 650°$ С, $p_{к_{абс}} = 30{,}4$ *бар* ($p_к = 31$ *ата*).

Цельнокованые роторы применяются также в турбинах малых мощностей (750—1500 *квт*) с противодавлением, работающие на повышенном числе оборотов ($n = 6700$ *об/мин*), завода КТЗ с начальными параметрами пара $p_{0_{абс}} = 34{,}3$ *бар* ($p_0 = 35$ *ата*), $t_0 = 435°$ С.

В последнем случае применение цельнокованых роторов объясняется более простым и дешевым изготовлением их по сравнению с ротором, имеющим насадные диски для обеспечения более надежной конструкции и сокращения осевых размеров турбины.



Фиг. 140. Комбинированный ротор паровой турбины К-50-90 (ВК-50-1) ЛМЗ.

На фиг. 140 показан ротор, представляющий комбинацию цельнокованого ротора в части высокого давления с ротором с насадными дисками. Такие роторы применяются в активных паровых турбинах, где в одном цилиндре происходит изменение температуры пара в большом интервале от значений больших, чем 350—400° С, до малых температур.

Сварные роторы. Широкое распространение сварные роторы различных конструкций нашли в реактивных осевых турбинах фирмы Броун-Бовери для цилиндров низкого и высокого давления.

На фиг. 141, *а* приведен ротор цилиндра высокого давления барабанного типа, состоящий из трех частей, сваренных вместе по наружной окружности. Такая конструкция ротора может быть применена только при умеренных окружных скоростях приблизительно до 180 *м/сек* и при реактивном облопачивании без диафрагм между ступенями.

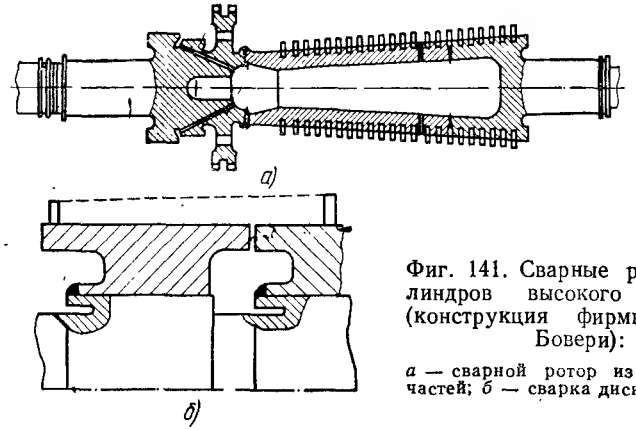
Части ротора представляют собой поковки умеренных размеров, что дает возможность получить равномерную структуру металла по всему объему детали. Это определяет тепловую ста-

бильность ротора. Другими словами, прогиб ротора в зависимости от температур, по мнению фирмы, исключается.

Малая масса ротора и пропуск пара из передних уплотнений во внутреннюю часть его приводит к быстрому выравниванию аксиальных термических напряжений.

Все части ротора могут быть тщательно исследованы, и в случае дефектности сомнительная сравнительно небольших размеров поковка заменяется новой.

На фиг. 141, *б* показана другая конструкция сварного ротора турбины фирмы Броун-Бовери, в которой диски, насаживаемые



Фиг. 141. Сварные роторы цилиндров высокого давления (конструкция фирмы Броун-Бовери):

а — сварной ротор из отдельных частей; *б* — сварка дисков с валом.

на вал, привариваются к нему. Сваренные сравнительно тонкие кольцевые выступы дисков и вала допускают радиальное смещение диска относительно вала, не нарушая их соосности. Такая конструкция применяется при реактивном облопачивании с малыми окружными скоростями.

В отечественных паровых турбинах сварные роторы в цилиндрах высокого давления не применяются, так как отечественными заводами строятся активные турбины, в которых барабанный ротор неприменим. В цилиндрах низкого давления турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ применяется ротор сварной конструкции (фиг. 142). Необходимость применения сварки объясняется большими величинами напряжений, возникающих на посадочной поверхности расточки дисков в случае изготовления ротора с насадными дисками.

Ротор указанной конструкции выполнен из семи частей, сваренных по наружной окружности. Применение сварного ротора значительно сокращает длину его по сравнению с ротором с наборными дисками, так как в нем отсутствуют ступицы дисков, определяющие осевые размеры ротора.

В целях уменьшения напряжений диски рабочих колес сварного ротора изготовляются без центрального отверстия.

В последующих конструкциях мощных турбин, например в турбине К-300-240 и др., ХТГЗ отказался от сварного ротора. Отказ от сварки объясняется более длительным циклом изготовления сварного ротора по сравнению с ротором с насадными дисками и большой стоимостью и трудоемкостью получения поковок дисков без центрального отверстия.

§ 37. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ДИСКОВ

Диски паровых турбин являются наиболее напряженными деталями после рабочих лопаток. Разрушение диска представляет серьезную аварию, влекущую за собой аварию всей турбины.

Материал рабочих дисков, барабанов и цельнокованых роторов должен удовлетворять следующим основным условиям:

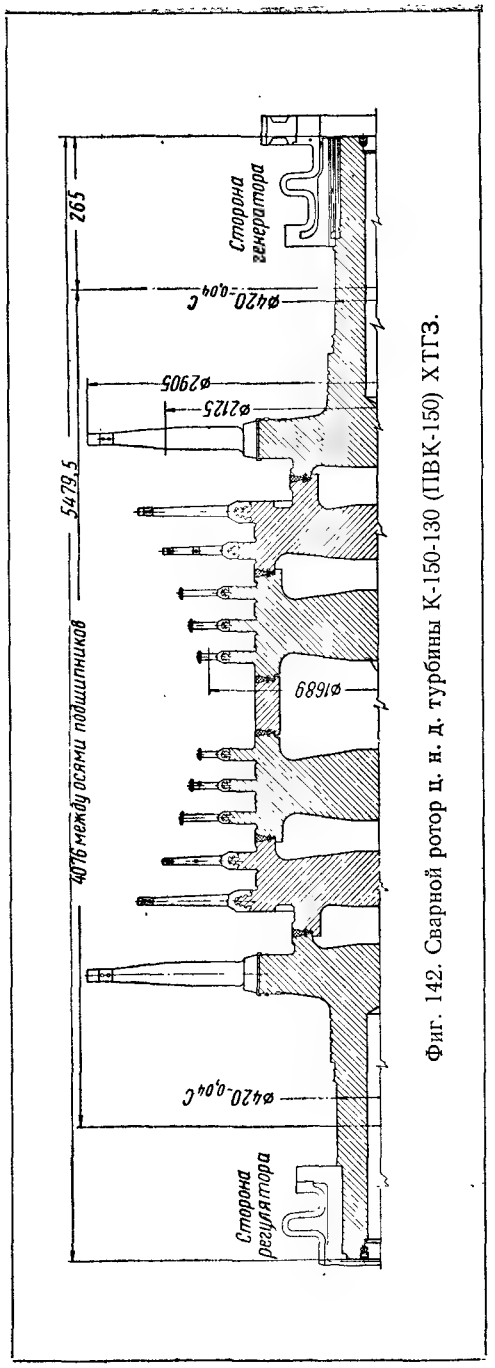
1) иметь высокие и стабильные механические свойства при температурах, в которых работает данная деталь;

2) чистоты, однородности состава и отсутствия внутренних пороков металла;

3) минимальных величин внутренних напряжений;

4) хорошей механической обрабатываемости.

Диски подвержены коррозионному воздействию



Фиг. 142. Сварной ротор ц. н. д. турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ.

паровой среды, которое сравнительно невелико в связи со значительной толщиной дисков и сравнительно медленным развитием коррозии. Поэтому для изготовления дисков применяются стали, слабо сопротивляющиеся коррозии.

Каждый диск изготовляется индивидуальной ковкой путем осадки металла для достижения высокого качества поковок. Ось поковок диска должна примерно совпадать с осью слитка, и втулочное отверстие его прошивается при ковке. Поковки дисков подвергаются термической обработке по режимам, установленным для каждого диска в зависимости от химического состава его металла, размеров поковок и требуемых механических свойств.

Чтобы улучшить прокаливаемость и повысить однородность структуры поковок дисков, термическую обработку их производят после предварительной механической обработки с минимально необходимыми припусками чистовых размеров. При определении этих припусков следует учитывать возможность коробления (поводки) при термической обработке.

Для поковок из углеродистой стали типичная структура металла — перлит в ферритной сетке. Для дисков из легированных сталей структура после термообработки — сорбит, а в ряде поковок наблюдается сорбит с ориентацией по мартенситу.

Остаточные напряжения должны быть минимальными, так как, суммируясь с рабочими напряжениями, они могут привести к недопустимым величинам, вызывающим разрушение детали.

Техническими условиями для дисков рабочих колес допускаются остаточные напряжения не более 39,2 *Мн/м*^{2} (4 *кГ/мм*^{2}) при чистовом диаметре диска D = 600—1000 *мм* и 49 *Мн/м*^{2} (5 *кГ/мм*^{2}) при $D > 1000$ *мм*.

Наличие трещин и флокенов в поковках дисков не допускается. Флокены представляют собой пористости, выявляющиеся на обработанной поверхности металла в виде очень тонких извилистых трещин, а на изломах образцов или изделий — в виде резко выделяющихся серебристых пятен округлой формы и кристаллического строения. Размеры флокенов различны — длина от долей миллиметра до 20 *мм* и более. Флокены поражают кованые изделия из сталей различного состава и почти не встречаются в литой стали. В зонах поковок с малой степенью укова флокены встречаются чаще, чем в плотных хорошо прокованных участках. Например, в поковках дисков флокены чаще встречаются в массивных, менее укованных ступицах, чем в полотне или ободе.

Флокены представляют очень опасное явление, так как в них, подобно острым прорезям в толще металла, имеющим значительную протяженность, концентрируются напряжения, снижающие пластические и прочностные характеристики сталей, а при знакопеременных нагрузках они могут развиваться в трещины усталости.

При обнаружении на поверхности поковки хотя бы одного флокена можно утверждать, что в теле поковки их имеется много. В этом случае проверяются на флокены все поковки данной плавки, откованные и термически обработанные по одинаковому с образцом технологическому процессу.

Одной из многих гипотез образования флокенов является весьма распространенная водородная теория, которая объясняет, что водород, растворившийся в жидкой стали, при определенных условиях выделяется в микропоры, всегда имеющиеся в стали, и может создать весьма значительные напряжения в металле, приводящие к его местным разрывам — флокенам.

Для выявления флокенов применяются различные методы:

1. Макротравление шлифованной поверхности 15%-ным персульфатом аммония в воде в течение 10 *мин*, а затем протравливание раствором азотной кислоты в течение 5—10 *мин*.
2. Магнитно-керосиновая проба.
3. Закалка образца, отрезанного от поковки, и излом его при изгибе. В изломе флокены обнаруживаются в виде блестящих белых пятен.
4. Ультразвуковая дефектоскопия, позволяющая выявить флокены на поверхности и в теле поковки.

Удалить флокены вырубкой, зачисткой или каким-либо другим подобным методом нельзя.

В поковках дисков рабочих колес турбин не допускаются остатки околоусадочной рыхлости, крупные единичные неметаллические включения или значительные скопления мелких включений.

Единичные дефекты, такие же трещины, плены, волосовины и др., удаляются зачисткой или пологой вырубкой при условии, если их глубина не превышает $^2/_3$ припуска на механическую обработку.

Каждый из дисков проходит серную пробу на внутренней поверхности ступицы и ее торцов. Рекомендуется также снимать отпечатки с части полотна с целью обнаружения сегрегационных «усов».

Обычно для поковок дисков сталь выплавляется в кислых мартеновских или основных электропечах. Для слабонагруженных дисков допускается выплавка углеродистой стали в основных мартеновских печах.

По механическим свойствам стали, применяемые для дисков до температуры 480° С, делятся на шесть категорий в зависимости от напряжений, возникающих при эксплуатации (табл. 41).

Химический состав сталей для поковок дисков устанавливается по усмотрению завода-изготовителя по согласованию с заводом-заказчиком.

Сдаточными характеристиками сталей для изготовления дисков являются σ_B, $\sigma_s\psi$, $a_к$ и холодный загиб.

Рекомендуемые марки сталей по категориям приведены в табл. 41 и 42, а химический состав их — в табл. 43.

Для углеродистых сталей 40 и 45 типовой термической обработкой является нормализация с отпуском при 600—650° С.

Таблица 41

Разбивка перлитных сталей для турбинных дисков по категориям и предельные температуры их применения

Категория	Марка стали	Предельная температура применения стали в °С
I	40 45 40Н	300 300 300
II	40Н 40Х	300 300
III	34ХМ 34ХН1М	480 400
IV	34ХН1М	400
V	34ХН1М 34ХН2М, 34ХН3М	400 400
VI	34ХН2М 34ХН3М	400

Таблица 42

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления турбинных дисков

Категория	Механические свойства (не менее)					
	Предел прочности σ_B в *Мн/м²*	Предел текучести $\sigma_{0,2}$ в *Мн/м²*	Относительное удлинение δ_5 в %	Сужение поперечного сечения ψ в %	Ударная вязкость $a_к$ в *кдж/м²*	Угол загиба в *град* вокруг оправки диаметром 40 *мм*
I	559	314	17	35	392	150
II	588	392	17	35	490	150
III	657	490	15	35	490	150
IV	765	588	14	35	490	120
V	814	686	13	35	490	120
VI	853	В пределах 735—912	12	35	490	120

Примечание. Для дисков категорий III, IV, V, VI при толщине втулки свыше 300 *мм* допускается снижение ударной вязкости до 392 *кдж/м²*.

Таблица 43

Химический состав сталей, рекомендуемых для изготовления турбинных дисков

Марка стали	Содержание элементов в %								
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	S (не более)	P (не более)
40	0,37—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	Не более 0,25	Не более 0,25	—	0,040	0,040
45	0,42—0,50	0,50—0,80	0,17—0,37	Не более 0,25	Не более 0,25	—	0,040	0,040
40Н	0,37—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	Не более 0,3	0,80—1,20	—	0,040	0,040
40Х	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	Не более 0,4	—	0,040	0,040
34ХМ	0,30—0,40	0,40—0,70	0,17—0,37	0,90—1,30	Не более 0,5	0,20—0,30	0,035	0,030
34ХН1М	0,30—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	1,30—1,70	1,30—1,70	0,20—0,30	0,035	0,030
34ХН3М	0,30—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	0,70—1,10	2,75—3,25	0,25—0,40	0,035	0,030

Примечания: 1. Содержание меди допускается до 0,25%. 2. Сумма содержания S и P в марках стали 34ХМ, 34ХН1М, 34ХН3М не должна превышать 0,6%.

Сталь 40 имеет умеренную свариваемость дуговой и атомноводородной сваркой; не сваривается газовой сваркой.

Для низколегированных сталей применяется та же термическая обработка, что и для углеродистых сталей, — нормализация при 840—860° С и отпуск при 550—650° С.

Сталь 40Н отличается от стали 40 содержанием никеля 0,8—1,2%, который находится в α-растворе — феррите. Содержание никеля в стали увеличивает прочность и вязкость феррита, снижает критические точки, делает микроструктуру стали после термообработки более дисперсной, способствует образованию мелкозернистой структуры, увеличивает глубину прокаливаемости стали. Сталь 40Н нечувствительна к росту зерна при нагревах выше критических точек.

Свариваемость стали 40Н плохая. При производстве крупных поковок, когда не удается получить требуемых прочностных и пластических свойств на углеродистых сталях, применяют сталь 40Н.

Механическая обрабатываемость стали 40Н вполне удовлетворительная, коррозионная стойкость и теплоустойчивость ее практически такие же, как и у углеродистых сталей. Применяется сталь 40Н для валов, цельнокованых роторов и дисков турбин, работающих при температуре до 300° С.

Сталь марки 40Х для поковок дисков применяется лишь на отдельных турбинных заводах. Она обладает плохой свариваемостью и некоторой склонностью к отпускной хрупкости и флокенообразованию.

Хром оказывает большое влияние на механические свойства стали. Растворяясь в α-железе, хром повышает его прочность и твердость. Хром образует прочные карбиды, что приводит к повышению прочностных характеристик стали. Содержание 0,8—1,1% хрома оказывает заметное влияние на положение критических точек. Точки A_{c1} и A_{c3} от прибавления к стали указанного количества хрома повышаются, а точки A_{r1} и A_{r3} при средних скоростях охлаждения снижаются. Прокаливаемость стали, содержащей хром, несколько больше, чем углеродистой, а теплоустойчивость выше.

Однако влияние хрома, как фактора, повышающего теплоустойчивость, значительно ниже, чем таких элементов, как молибден, ванадий, вольфрам. Сопротивление ползучести стали с содержанием углерода 0,3—0,4% при введении в нее 0,8—1,1% хрома почти не повышается.

Низколегированная хромомолибденовая сталь марки 34ХМ нашла широкое применение в турбостроении для ответственных деталей, работающих при температурах до 480° С: валов, цельнокованых роторов, дисков, болтов, шпилек, шестерен, фланцев и т. д. благодаря высоким прочностным и пластическим характеристикам. Незначительное содержание молибдена (0,2—0,3%)

оказывает еще более эффективное влияние на прочность α-железа, чем хром. Он является более сильным карбидообразующим элементом и образует сложные и прочные карбиды, оказывающие существенное влияние на свойства стали.

Молибден увеличивает прокаливаемость стали, а следовательно, и однородность ее механических свойств, а также устраняет склонность стали с содержанием хрома к отпускной хрупкости.

Широкий интервал закалочных температур и значительная глубина прокаливаемости, сообщаемые стали молибденом, облегчают выполнение операций закалки, что особенно важно при получении больших поковок.

Стали, содержащие молибден, имеют волокнистый излом, тонкую сорбитовую структуру или структуру сорбитизированного перлита, которая обеспечивает высокие прочностные и пластические свойства.

Скорость ползучести с введением молибдена заметно снижается, а длительная прочность повышается.

Для тех же деталей и условий работы, кроме стали 34ХМ, применяется сталь 35ХМ, незначительно отличающаяся по механическим свойствам. Свариваемость стали 34ХМ и 35ХМ ограниченная.

Поковки из этих сталей подвергаются термической обработке: нормализации при 830—860° С и отпуску при 580—650° С или закалке при 650—830° С в масле или в воде и отпуску при 580—650° С.

Последний вид термообработки придает поковкам более высокие механические свойства, однако однородность свойства по сечению обусловливается прокаливаемостью стали, что, в свою очередь, связано с размерами поковки.

Величины пределов ползучести и длительной прочности сталей 34ХМ, 35ХМ при температуре 500° С резко снижаются особенно при температуре 550° С.

Хромоникельмолибденовые, перлитные стали 34ХН1М, 34ХН2М, 34ХН3М отличаются друг от друга содержанием никеля.

Основным видом термической обработки их является закалка с 840—870° С в масле и отпуск при 580—640° С.

Технологические процессы изготовления поковок из этих сталей (выплавка, разливка, ковка, промежуточные термические операции) должны предусматривать определенные предосторожности в целях предохранения от появления в поковках часто встречающегося дефекта — флокенов. При обнаружении флокенов поковка не может быть пущена в дальнейшую обработку.

Стали 34ХН1М, 34ХН2М и 34ХН3М обладают высокими механическими свойствами, которые, однако, резко снижаются с 400—450° С. Эти стали при температуре 500—550° С по характеристикам жаропрочности уступают стали 34ХМ и 35ХМ.

Поэтому стали 34ХН1М, 34ХН2М и 34ХН3М применяются до температуры 400° С, а в отдельных случаях до 450° С для наиболее ответственных деталей больших сечений (диски, валы, роторы турбин).

Свариваемость этих сталей низкая, например, сталь 34ХН3М сваривается с применением электродной проволоки 20ХН3А — при предварительном подогреве не выше 500° С. Выбор допускаемых напряжений см. § 48.

ГЛАВА VIII

РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

§ 38. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Рабочие лопатки предназначены для преобразования кинетической энергии струи пара в механическую энергию вращения ротора.

Для получения плавной и экономичной проточной части в современных турбинах применяют ступени с различной степенью реактивности (см. § 2). Расширение пара в рабочем колесе достигается за счет образования постепенно суживающегося канала между рабочими лопатками. При малой реактивности — первых и средних ступеней суживающийся канал в активных профилях рабочих лопаток образуется уменьшением высоты лопаток на выходе пара. Большая степень реакции достигается за счет изменения высоты лопаток и приближения формы профилей к реактивной.

В § 2 указывалось, что в ступенях при $\frac{D_c}{l} \leqslant 10$—12 с переменной степенью реактивности по высоте для обеспечения безударного входа пара рабочие лопатки, построенные по аэродинамическим методам, имеют у корня активный профиль, а у периферии — приближающийся к реактивному или реактивный (см. фиг. 14).

Рабочие лопатки являются наиболее ответственной частью в паровой турбине, так как подвергаются наиболее тяжелым нагрузкам при работе, вызываемым приложением постоянных и переменных сил.

Постоянные центробежные силы вызывают растягивающие и изгибающие напряжения; переменные силы — потока пара, действующие в различных направлениях, вызывают вибрацию рабочих лопаток.

Глубокие риски от режущего инструмента, резкие переходы от одной поверхности к другой могут концентрировать напряжения.

Обычно в этих местах напряжения будут во много раз превосходить расчетные величины и могут явиться очагами разрушений

рабочих лопаток. Чтобы исключить вредные действия концентрации напряжений в рабочих лопатках, профильная часть шлифуется или полируется.

При этом одновременно снижаются профильные потери энергии пара и уменьшается коррозия рабочих лопаток.

Так как сечение перехода от профильной части к корню подвержено действию наибольших статических и динамических напряжений, то это место перехода выполняется плавным скруглением наиболее возможным радиусом, но не менее 3÷5 *мм*. Этот скругленный переход рабочих лопаток и особенно тяжелонагруженных тщательно полируется, а их хвостовая часть обрабатывается с чистотой ▽6—▽7.

Металл рабочих лопаток, из которого они изготовлены, при работе в среде высоких температур снижает свои механические свойства и подвержен коррозии, а в среде влажного пара подвержен коррозии и эрозии. Сильной коррозии лопатки подвергаются во время остановок турбины, особенно в случае протечки пара внутрь турбины.

При различной степени коррозии профиля и особенно тонких кромок лопаток потери энергии пара возрастают, при этом изменяются выходные сечения каналов, что приводит к изменению теплового процесса в турбине и к снижению прочности лопаток.

Для защиты от коррозии лопаточный аппарат турбин изготовляется из нержавеющих сталей различных марок в зависимости от температурных рабочих условий и величин действующих напряжений.

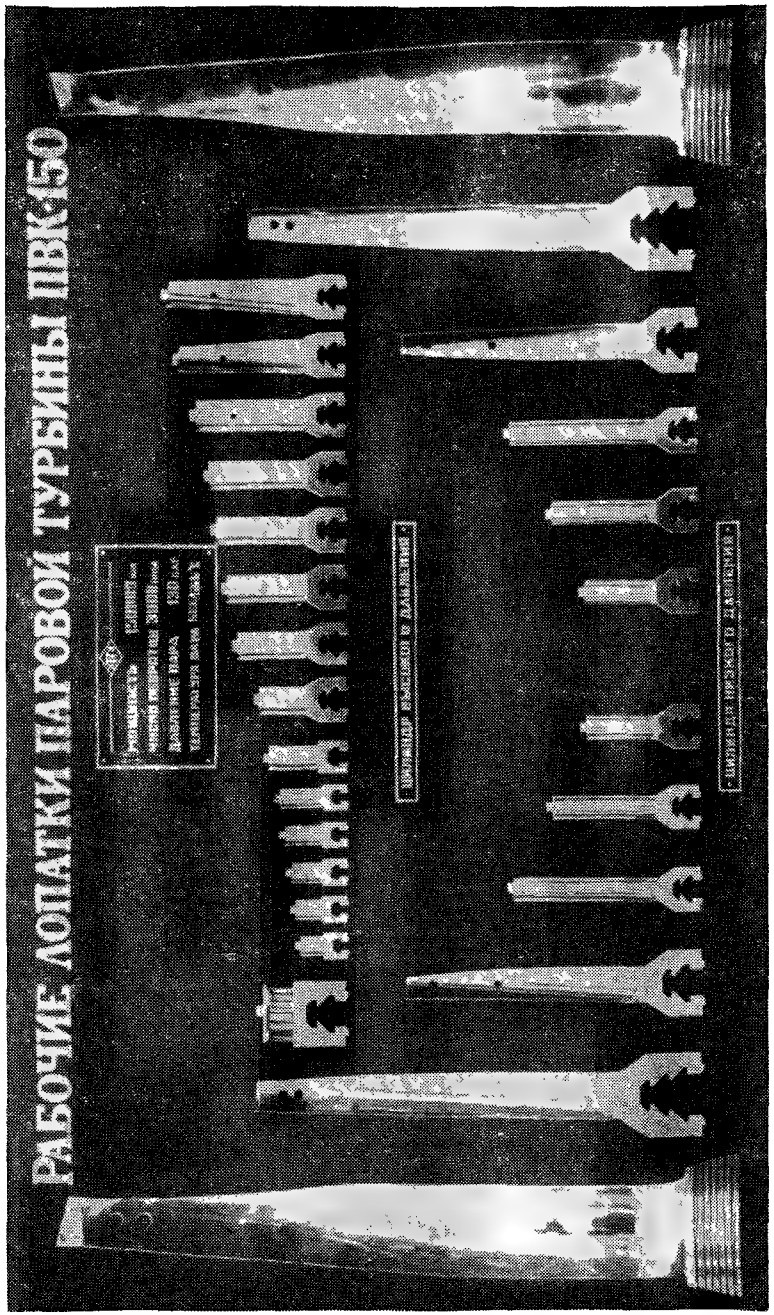
В связи с изменением плотности пара и увеличением его удельного объема по мере перехода пара из первых ступеней в последующие высота рабочих лопаток возрастает. Фиг. 143, где показаны рабочие лопатки всех ступеней турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ, дает ясное представление о возрастании высот и других размеров рабочих лопаток при переходе и по мере расширения пара от ступени к ступени.

На первых и средних ступенях рабочие лопатки соединяются в группы (пакеты) ленточными бандажами для организации замкнутого канала по высоте и придания лопаткам большей жесткости.

В последних ступенях, где плотность пара мала, применяют проволочные или трубчатые бандажи для защиты лопаток от опасных зон колебаний.

В современной паровой турбине насчитывается несколько тысяч рабочих и сопловых лопаток. Трудоемкость изготовления лопаток составляет ~20—25% от трудоемкости изготовления всей турбины.

В связи с бурным развитием производства паровых турбин в нашей стране для изготовления лопаток созданы необходимые



Фиг. 143. Рабочие лопатки паровой турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ.

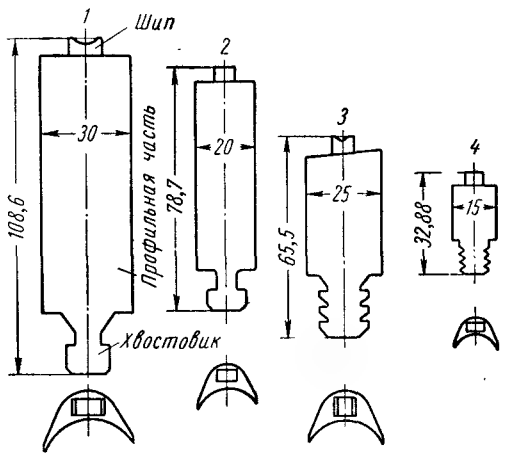
условия для внедрения принципов серийного и массового производства, которые решаются одновременно путями:

1) разработки типовых конструкций рабочих лопаток с постоянным и переменным по высоте профилем;

2) разработки и унификации сопловых лопаток;

3) унификации профильных и корневых частей рабочих лопаток постоянного и переменного по высоте сечения;

4) стремления применить заготовки, максимально приближающиеся к готовому изделию, с обеспечением требований в отношении физико-механических свойств заготовок.



Фиг. 144. Типовые конструкции рабочих лопаток по видам рекомендуемых заготовок:

1—4 — лопатки с отдельным промежуточным телом. Заготовки — из холодного профильного проката.

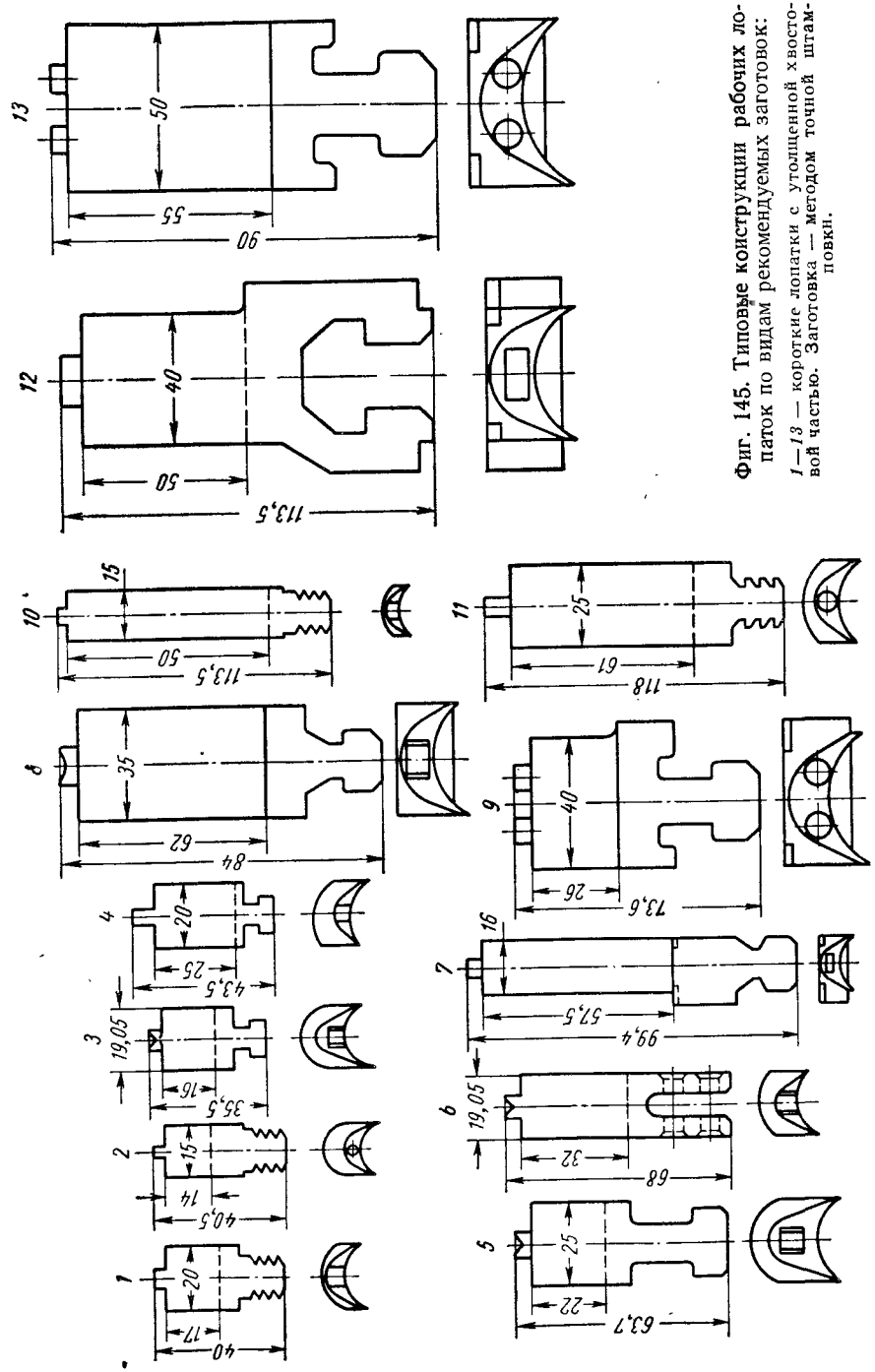
На фиг. 144, 145 приведены типовые конструкции рабочих лопаток по видам рекомендуемых ЦКТИ заготовок.

Лопатки фиг. 144 имеют постоянный профиль по высоте, могут быть применены в первых ступенях турбины с малой высотой канала, т. е. при малых центробежных силах и при небольших окружных скоростях.

Рабочие лопатки хвостовой частью крепятся в пазу обода диска. Для образования парового канала между лопатками вставляются в паз обода диска промежуточные тела, определяющие величину шага лопаток. На шип лопатки сверху надевается бандаж с отверстиями, после чего шип расклепывается.

Таким образом, паровой межлопаточный канал образуется поверхностями профиля лопаток, промежуточного тела и бандажа.

Наиболее экономичными видами заготовок для лопаток и промежуточных тел является холодный профильный прокат. При этом

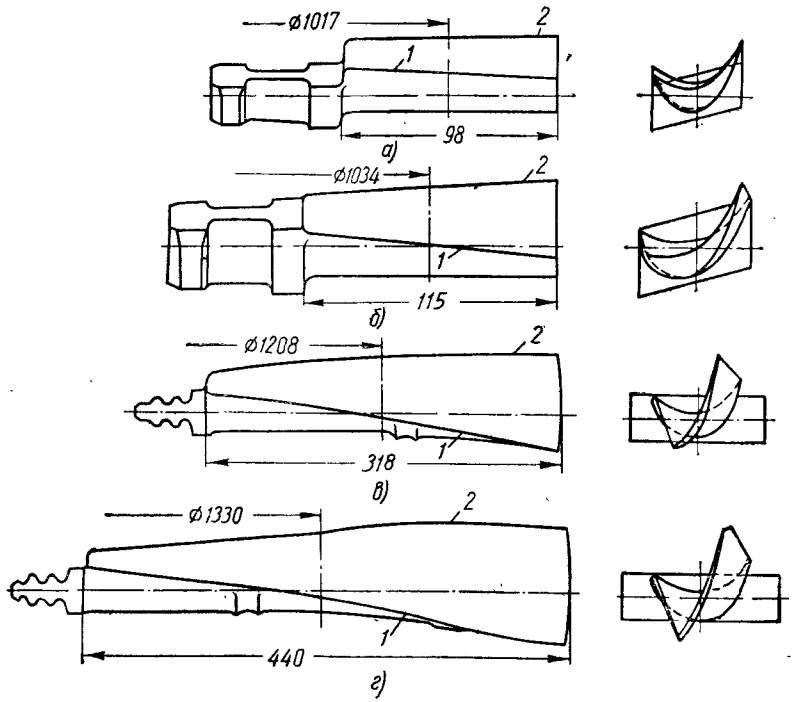


Фиг. 145. Типовые конструкции рабочих лопаток по видам рекомендуемых заготовок:

1—13 — короткие лопатки с утолщенной хвостовой частью. Заготовка — методом точной штамповки.

механической обработке подвергаются только профиль хвоста и шип.

На фиг. 145 представлены типовые лопатки небольшой высоты с постоянным профилем рабочей части, выполненной заодно с промежуточным телом, т. е. с утолщенным более прочным хвостом.



Фиг. 146. Рабочие лопатки, спрофилированные по аэродинамическим законам при различных значениях $\frac{D_c}{l}$:

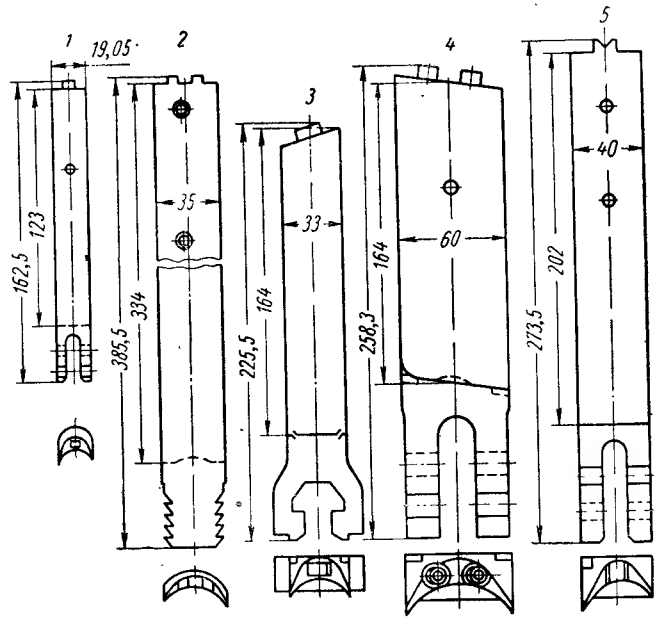
а — 10; *б* — 8,9; *в* — 3,8; *г* — 3,0. Здесь *1* — входная кромка; *2* — выходная кромка.

Количество разнообразий конструкций этой группы лопаток велико и определяется различными профилями рабочей и хвостовой частей, конструкцией головной части и различным сочетанием этих элементов лопаток. Рекомендуемой заготовкой для этой группы лопаток является точная штамповка.

К следующей группе относятся средней высоты рабочие лопатки (фиг. 146, 147). До недавнего времени такие лопатки выполнялись с постоянным профилем по высоте. В современных турбинах при $\frac{D_c}{l} \leqslant 10 \div 12$ профиль по высоте делается пере-

менным для повышения к. п. д. проточной части (подробнее см. § 2).

Конструкция хвоста их может быть профильная утолщенная или плоская. Экономичная заготовка может быть получена периодическим прокатом. Она представляет собой полосу профильного проката с утолщениями, соответствующими хвостовой части лопаток. Может быть также штамповка с калибровкой или холодный профильный прокат. Для примера на фиг. 148, *I* приведены



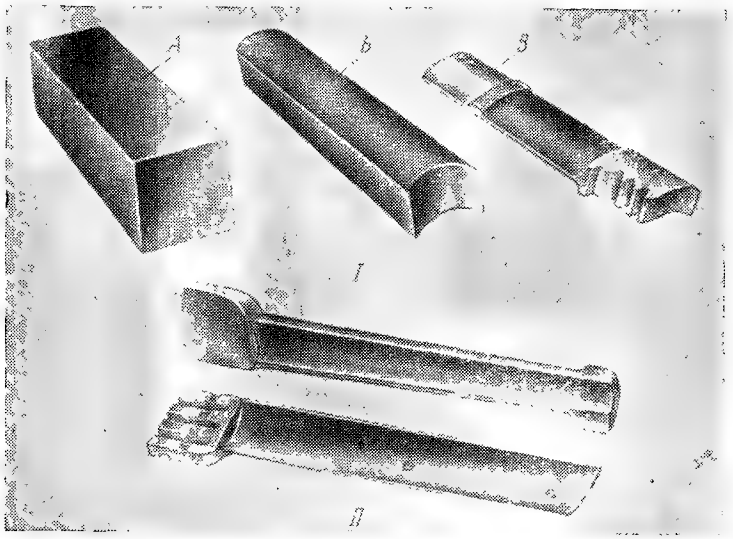
Фиг. 147. Типовые конструкции рабочих лопаток по видам рекомендуемых заготовок:

1, 2 — средние и длинные лопатки с утолщенной профильной хвостовой частью (заготовка — из периодического проката); *3—5* — средние лопатки с утолщенной плоской хвостовой частью (заготовка — методом горячей штамповки с калибровкой).

заготовки из сортового и профильного проката для одной и той же лопатки. При применении холодного проката расход нержавеющей стали по сравнению с сортовой заготовкой уменьшается примерно на 50%, одновременно повышается коэффициент использования металла и резко снижается трудоемкость изготовления лопаток.

Для средних и длинных лопаток переменного сечения ЦКТИ рекомендует получение заготовок горячей штамповкой или интегральным прокатом. При интегральном прокате заготовки для отдельных лопаток, полученные горячей штамповкой, подвергаются последующей раскатке рабочей части на прокатном стане.

На фиг. 148, *II* приведена лопатка и заготовка для нее, полученная горячей штамповкой. Вес заготовки 74,5 *н* (7,6 *кг*) при чистом весе лопатки 27,5 *н* (2,8 *кг*); коэффициент использования металла 0,368.



Фиг. 148. Заготовки турбинной лопатки:

I) *А* — сортовая, массой 8,1 *кг*; *Б* — холодный прокат, масса 3,6 *кг*; *В* — готовая лопатка, масса 0,6 *кг*; II — лопатка 17-й ступени турбины К-50-90 (ВК-50-1) ЛМЗ и заготовка для нее.

Раньше, когда лопатку получали из поковки в виде бруска, полученной свободной ковкой, то вес заготовки составлял приблизительно 196 *н* (20 *кг*).

§ 39. НОЖКИ (ХВОСТЫ) И ЗАМКИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Хвосты лопаток различаются количеством опорных поверхностей. В коротких лопатках, имеющих малые массы и умеренные окружные скорости, применяют одноопорные хвосты, в длинных лопатках применяют двухопорные, трехопорные и многоопорные.

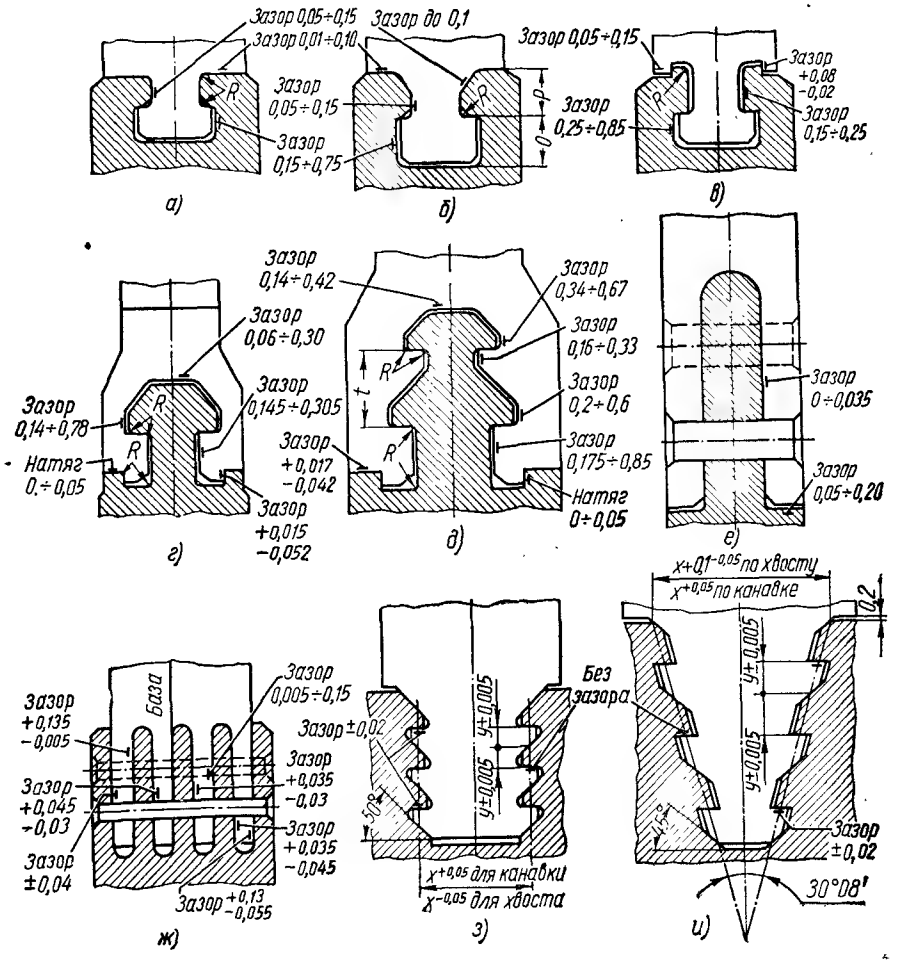
На фиг. 143 приведено фото лопаток всех ступеней турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ, по которому видно, как с ростом высоты рабочих лопаток и увеличения их массы увеличивается количество опор хвостов лопаток.

Конструктивно хвосты лопаток можно разделить на две группы:

1. Хвосты с внутренней посадкой в паз на ободе диска, имеющие профиль с охватываемыми или охватывающими радиальными посадочными местами (фиг. 149, *а*, *б*, *в*, *г*, *д*, *з*, *и*);

2. Вильчатые хвосты с посадкой сверху на гребень обода диска показаны на фиг. 149, *е*, *ж*.

К набору лопаток на диск — облопачиванию предъявляются высокие требования к качеству работ, от чего в большой степени



Фиг. 149. Типы лопаточных хвостов (на фигуре *в* под хвостовиком лопатки стальная пластинка не показана).

зависит надежность работы турбины и ее к. п. д. При сборке должно быть обеспечено плотное прилегание посадочных мест лопаток к соответствующим местам паза обода диска и плотное прилегание хвостов лопаток между собой, при этом щуп в 0,05 *мм* между ними не должен проходить.

Для коротких лопаток наиболее простыми в изготовлении и весьма распространенными являются Т-образные хвосты (фиг. 149, *а*, *б*). Если при изготовлении лопаток или проточки диска размер станет таким, что зазор будет больше 0,1 *мм*, то для обеспечения плотности посадки под хвост лопатки подкладывают стальную пластину.

Т-образные (фиг. 149, *в*) хвосты лопаток, применяемые в коротких лопатках турбин ЛМЗ, и грибовидные (фиг. 149, *г*) — в турбинах ХТГЗ, несмотря на конструктивное различие, являются равноценными. В отличие от конструкции хвостов (фиг. 149, *а*, *б*), они имеют заплечики для предотвращения расхождения щек диска в конструкции *b* или хвоста лопаток в конструкции *г* от изгибающего действия центробежных сил, лопаток и бандажей.

Двухопорные (фиг. 149, *д*) и трехопорные (фиг. 143) хвосты применяются в лопатках средних и последних ступеней турбин ХТГЗ. Вильчатые хвосты лопаток с посадкой сверху применяются для средних и последних ступеней турбин ЛМЗ и ряда других отечественных заводов. Такие лопатки к ободу диска крепятся при помощи заклепок, расположенных на стыке двух лопаток.

Сверление и развертывание отверстий под заклепки производится совместно в лопатках и в диске. Положительной стороной вильчатых хвостов является возможность замены отдельных лопаток без перелопачивания всего колеса, однако многократное перелопачивание эта конструкция не допускает, так как в этом случае при каждой смене лопаток требуется разворачивать отверстия под заклепки на бо̀льшую величину диаметра.

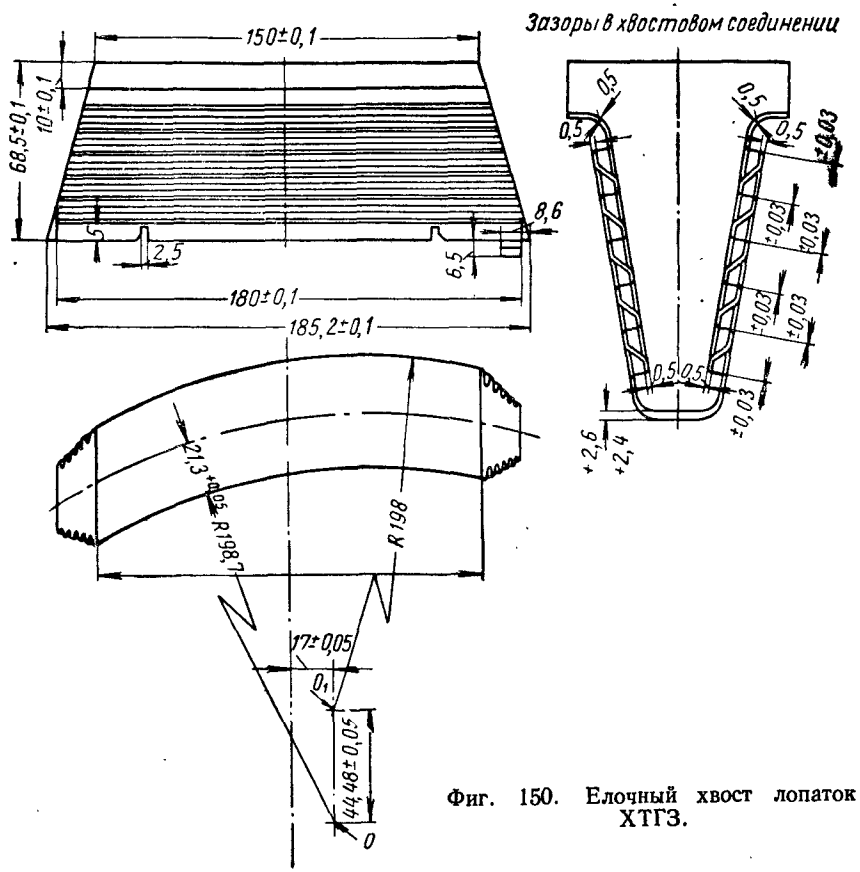
По мере увеличения высоты рабочих лопаток при переходе от ступени к ступени для создания прочности и жесткости конструкции соединения лопаток с диском количество вилок хвоста увеличивают, при этом увеличивается и сечение заклепок, работающих на срез.

Зубообразные хвосты лопаток (фиг. 149, *з*) применяются КТЗ на первых и средних ступенях, а елочные конструкции *и* — на последних наиболее нагруженных ступенях.

На фиг. 143, 150 показан елочный хвост лопаток последних ступеней мощных турбин ХТГЗ с осевой заводкой в пазы диска, а на фиг. 151 — облопачивание ротора ц. н. д. турбины ХТГЗ. Преимуществом осевой системы крепления является возможность легкой смены отдельных лопаток.

В осевом направлении лопатки стопорятся пластинами, концы которых помещены в паз лопатки и загибаются по торцу обода. В направлении оси турбины хвост лопатки изогнут по дуге окружности, поэтому облегчается расположение на нем профильной части без значительного свешивания кромок профиля над площадкой хвоста.

Для набора лопаток с внутренней посадкой в диск и пазом по окружности (фиг. 149) делают один или два диаметрально противоположно расположенных замковых паза. Каждая лопатка вставляется в диск через замковый паз, а затем продвигается по окружности в пазу обода диска.



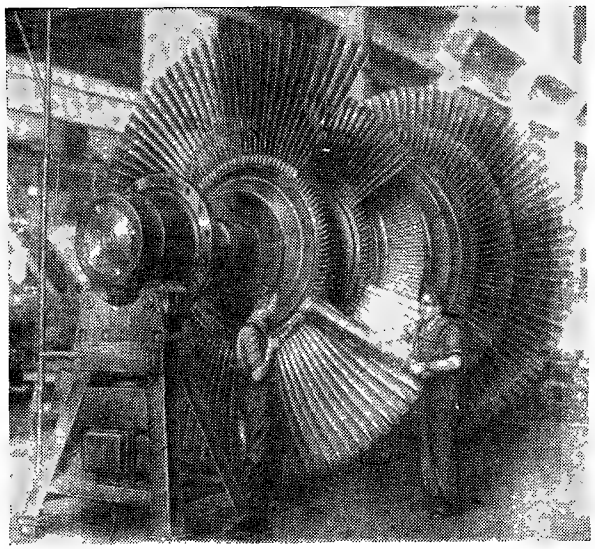
Фиг. 150. Елочный хвост лопаток ХТГЗ.

Процесс облопачивания сопровождается подгоночными и слесарными работами, вызываемыми необходимостью получения высокой точности сопряжения хвостов лопаток между собой (контакт по плоскостям вырезов хвостов) и между посадочными местами хвостов лопаток и пазами на ободе дисков. Путем расклинивания всех лопаток, набранных в диске, создается натяг по местам их взаимного сопряжения. В этом положении лопатки фиксируются замковой лопаткой или замком, которые устанавливают в месте замкового паза.

Все многообразие конструкций замковых лопаток и замков, применяемых для различного типа хвостов лопаток, привести

в данной книге не представляется возможным, поэтому остановимся на некоторых из них, применяемых в современных турбинах отечественного производства.

Основные требования к замкам сводятся к простоте облопачивания диска, надежному креплению лопаток и простоте выемки замка или замковых лопаток при перелопачивании дисков во время ремонта. В одновенечных ступенях турбин замки применяются в лопатках, изготовленных отдельно от промежуточного



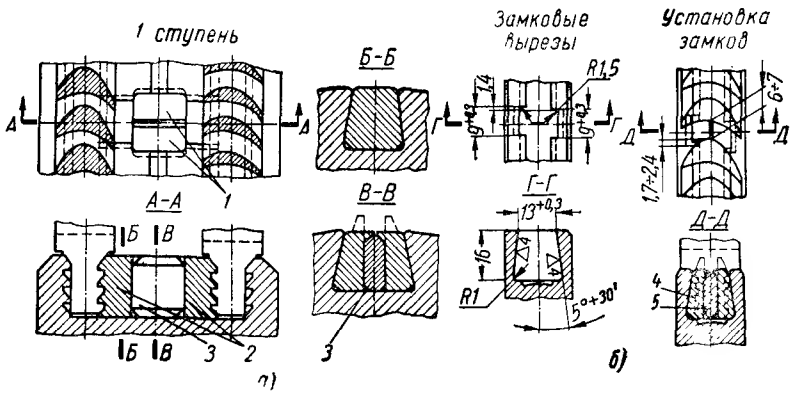
Фиг. 151. Облопачивание ротора ц. н. д. турбины ХТГЗ.

тела. В этом случае шаг между предзамковыми лопатками почти равен расчетному шагу всех лопаток, так как здесь замок выполнен немного шире промежуточного тела.

В лопатках, изготавливаемых заодно с промежуточным телом, ширина замка должна быть немного больше хвоста лопатки, вследствие чего одна лопатка выпадает, к тому же и замок будет легче лопатки, поэтому для уничтожения небаланса делаются два замка, расположенные диаметрально противоположно. За счет применения двух замков две лопатки выпадают, что соответственно снижает к. п. д. ступени. Поэтому обычно делаются не замки, а замковые лопатки, которые исключают небаланс и выравнивают шаг между замковой и предзамковыми лопатками.

Для примера на фиг. 152 приведены замки, применяемые в турбинах КТЗ. В колесах Кертиса регулирующих ступеней турбин КТЗ применяются два типа замков, мало отличающихся друг от друга, один из них показан на фиг. 152, *а*.

Лопаточный замок, запирающий оба венца лопаток, состоит из двух замковых лопаток и двух боковых скошенных замковых промежуточных тел *2*. Последние заводятся через средний прямоугольный колодец, который закрывается двумя вставками *1* со скошенными боковыми поверхностями. Между вставками вгоняется клин *3*, который удерживается расклепкой выступающих частей вставок *1*. Замковые лопатки заводятся сверху и поэтому имеют зубчики на хвосте только со стороны замковых промежуточных тел *2*. Плотное прилегание лопаток обеспечивается за счет установки с натягом замковой лопатки в каждом ряду.



Фиг. 152. Замки колес турбин КТЗ:

а — колеса Кертиса; *б* — колеса ступени давления; *1*, *4* — вставка; *2* — промежуточные тела замковые; *3*, *5* — клин замковый.

Замок может быть удален путем вырубки выступов вставок *1*, удерживающих клин *3*, и высверливания клина *3*.

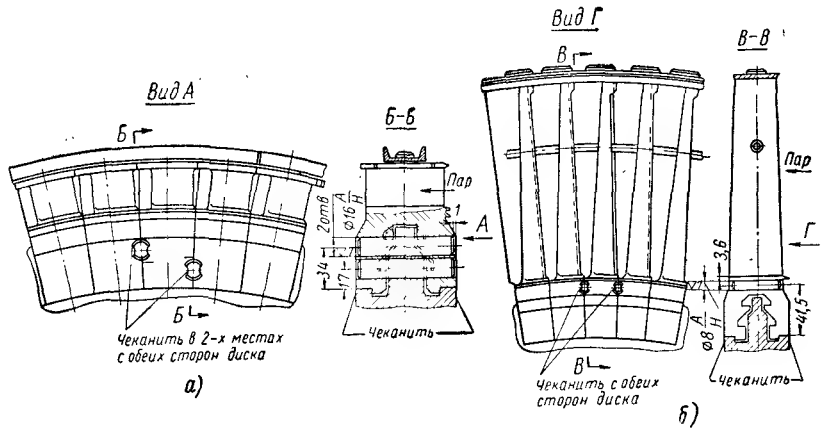
Для облегчения выемки замка при перелопачивании КТЗ заменил вставки *1* одной прямоугольной вставкой, которая закрепляется в колодце диска винтом.

Рабочие лопатки в одновенечных ступенях турбин КТЗ заводятся в зубчатые проточки дискового паза через замковые колодцы, которые после набора лопаток запираются замковыми лопатками или замками в основном двумя способами.

1. В одновенечных ступенях, облопаченных цельнофрезерованными лопатками, в зубчатых проточках дисков делаются два колодца, расположенные диаметрально противоположно. После набора лопаток замковые колодцы запираются специальными замковыми лопатками с натягом, обеспечивающим плотное прилегание лопаток друг к другу. От выпадания замковые лопатки удерживаются двумя штифтами — заклепками, которые при разборке замков удаляются.

2. В ступенях давления, облопаченных рабочими лопатками из светлокатаного профиля (фиг. 152, *б*), после набора лопаток

замковые колодцы запираются с помощью двух вставок *4* и одного замкового клина *5*. Здесь колодец имеет скошенные внутрь стенки, поэтому после установки замкового клина *5* и расчеканки промежуточных тел *2* замок запирает колодец. Этот замок может быть удален путем высверливания и удаления клина *5*. Такого типа замки применяются в турбинах и для Т-образных одноопорных хвостов. Иногда для Т-образных хвостов применяются вставки, имеющие не скошенную поверхность, а выступы, подобные дан-



Фиг. 153. Замковые лопатки турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ:

а — регулирующая ступень; *б* — ступени давления.

ному типу хвостов лопаток. В этом случае паз делается по ширине хвоста лопатки, а внутренняя часть колодца шире на величину выступов.

На фиг. 153 изображены замковые лопатки для грибовидных хвостов лопаток турбин ХТГЗ.

Для посадки лопаток в местах установки замковых лопаток выступы грибовидных хвостов диска срезаются, как показано на фиг. 153 (нормальный профиль обода диска и хвоста лопатки показан пунктиром на фиг. 153, *а*).

Через эти места срезов на ободе заводятся все лопатки, а остающийся между ними промежуток заполняется замковой лопаткой, которая крепится двумя штифтами. От выпадания штифты с обеих сторон в двух местах зачеканиваются металлом хвостов лопаток. Поверхности сопряжения лопаток в хвостовой части делаются плоскими.

Отверстия под штифты сверлятся и разворачиваются после установки лопаток на стыке замковой и двух предзамковых лопаток.

На фиг. 153, *а* штифты проходят через обод диска и хвостовую часть лопатки. Таким образом, в этой конструкции усилие от

замковой лопатки распределяется на обод и две предзамковые лопатки, а на фиг. 153, *б* это усилие распределяется только на две предзамковые лопатки. Последний тип замковой лопатки применяется как для одноопорного, так и двухопорного хвоста лопаток ХТГЗ. В ц. н. д. турбины К-150-130 (ПВК-150) и в ц. с. д. и ц. н. д. турбины К-300-240 ХТГЗ для двух и трехопорных хвостов лопаток применены замковые лопатки с аксиальными вставками, которые являются более надежными и дают возможность сохранить полное количество лопаток, что, естественно, повышает к. п. д. ступеней.

§ 40. ГОЛОВКИ И БАНДАЖИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Рабочие лопатки связываются бандажом в пакеты по 4—20 шт. Количество лопаток в пакете уменьшается с уменьшением наружного диаметра рабочего колеса и с повышением температуры пара. В ленточных бандажах сверлятся или пробиваются по шагу лопаток соответствующего профиля отверстия, которыми бандажи одеваются на шипы рабочих лопаток. Затем шипы расклепываются вручную или на специальном станке, как это делается, например, на КТЗ. При достаточно большой плотности пара в первых и средних ступенях применяются ленточные бандажи, которые ограничивают сверху паровой канал и лопаткам придают жесткость. В современных турбинах выпусков последних лет бандажи также служат уплотнением против протечки пара через радиальные и аксиальные зазоры (см. фиг. 8, 10, 11).

В первых ступенях между сегментами бандажей по окружности предусматриваются температурные зазоры 0,3—1 *мм*, а в последних 1—1,5 *мм*. В средних ступенях иногда применяют ленточный и проволочный бандажи для вывода рабочих лопаток из опасной зоны колебаний (фиг. 153, *б*). В последних ступенях при малой плотности и больших удельных объемах пара, определяющих большие высоты лопаток, применяют проволочные бандажи, которыми прошиваются рабочие лопатки (фиг. 151). Отверстия в лопатках делаются на 0,2—0,5 *мм* больше диаметра проволоки.

Края отверстий во избежание концентрации напряжения скругляются — зенкуются. Для того чтобы избежать ослабления профиля лопатки, отверстиями для проволочных или трубчатых бандажей обычно в этих местах делают утолщения профиля в виде пояска.

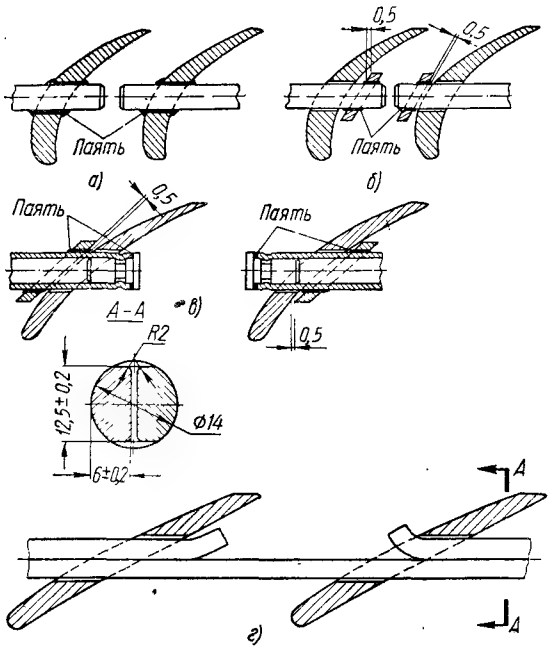
Пайка бандажа ведется при нагревании пламенем ацетиленовой горелки на облопаченном колесе. Местный нагрев металла лопаток должен быть немного выше температуры плавления серебряного припоя, т. е. до 750—780° С. При такой температуре изменения структуры металла лопаток не происходит.

При недостаточной квалификации или невнимательности ра-

бочего при пайке может быть местный перегрев лопатки, что вызовет изменение структуры металла и приведет к появлению внутренних напряжений.

В современных мощных конденсационных турбинах ХТГЗ применяются три типа проволочных и трубчатых бандажей (фиг. 154).

В предпоследних ступенях ц. н. д., относительно коротких, мало- и средненагруженных лопатках применяют проволочный бандаж из нержавеющей стали с припайкой и без припайки его к лопаткам (фиг. 154, *а*, *б*).



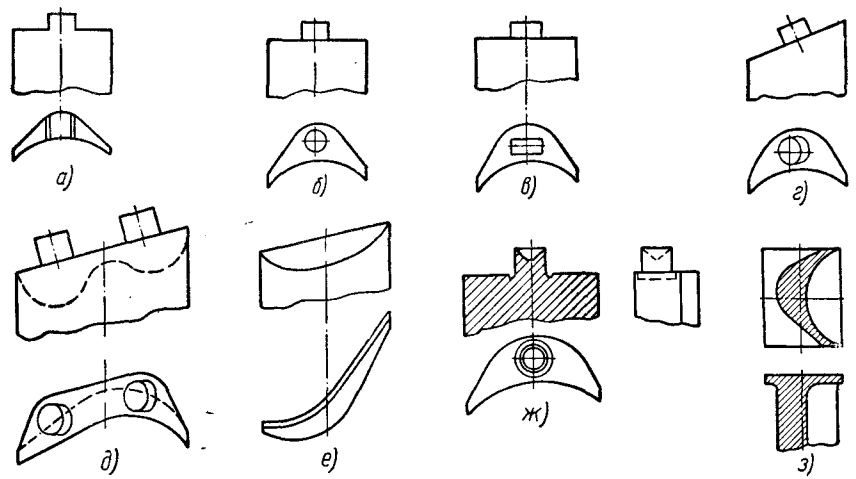
Фиг. 154. Конструкции проволочных и трубчатых бандажей.

В тяжелонагруженных лопатках последних ступеней турбин К-100-90 (ВКТ-100), К-150-130 (ПВК-150) и предпоследней ступени К-300-240 применяется трубчатый бандаж диаметром 14 *мм* для уменьшения центробежных сил от массы бандажа, действующих на рабочие лопатки (фиг. 154, *в*). Трение трубчатого бандажа в отверстиях демпфирует колебания лопаток. Концы бандажных трубок закрываются пробками для предотвращения попадания пара и влаги внутрь трубки. Закупорка концов трубок исключает коррозирование внутренних поверхностей трубок и предупреждает появление дополнительных центробежных сил от воды, попавшей внутрь трубки.

Относительно лопаток трубчатые бандажи фиксируются шайбочками, которые надеваются сверху на концы трубок. Пробки и шайбочки припаиваются серебряным припоем к концам трубчатых бандажей. Свисающий конец трубок должен быть меньше длины пробки. В противном случае центробежная сила пробки может вызвать поломку трубчатого бандажа в месте сочленения его с лопаткой.

В последних ступенях турбины К-300-240 ХТГЗ применяется проволочный бандаж из титанового сплава (фиг. 154, *г*) с удельным весом, примерно в 2 раза меньшим, чем сталь.

Бандаж состоит из двух проволок, каждая из которых имеет в сечении полукруг. Проволочный бандаж, так же как и трубчатый,



Фиг. 155. Конструкции головок и шипов лопаток.

свободно проходит сквозь отверстия в лопатках. Для фиксации его относительно лопаток концы проволочного бандажа из титанового сплава отгибаются.

На фиг. 155 приведены систематизированные головки и шипы рабочих лопаток. Шип конфигурации *а* обычно применяется в лопатках первых ступеней, имеющих тонкий профиль. При утолщенных профилях лопаток наиболее удобен цилиндрический шип *б*, так как при сверлении круглого отверстия в бандажах не требуется изготовлять специальные пуансоны и матрицы. Конфигурация шипа *в* выполняется при значительной толщине профиля и малом шаге лопаток.

Наиболее сложными конструкциями шипов являются *г* и *д* с точки зрения правильной пригонки бандажа на наклонных головках лопаток. При наклонных головках надо добиваться правильного прилегания бандажа к лопаткам и правильного рас-

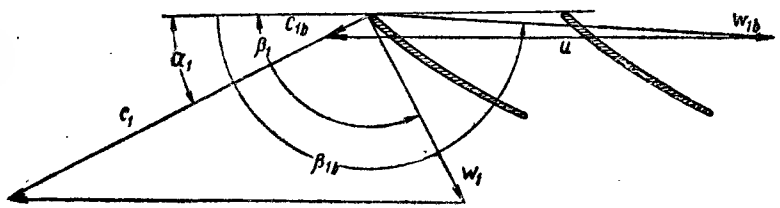
положения отверстий под шипы. При тонком профиле, не допускающем расположения шипов, делаются утолщения головок рабочих лопаток, как показано на фиг. 155, *д*.

В лопатках последних ступеней активных турбин, где ленточный бандаж не применяется, а также в рабочих и сопловых лопатках с тонким профилем реактивных турбин делается утонение до 0,5 *мм* (фиг. 155, *е*). Радиальные зазоры между рабочими лопатками и деталями корпуса в обоих типах турбин и между сопловыми лопатками и ротором в осевых реактивных турбинах делаются малыми, так как отсутствие здесь ленточного бандажа не создает ограниченного парового канала. Выступ толщиной до 0,5 *мм* предохраняет лопатки от изгиба в случае их задевания при эксплуатации турбины. Конструкция шипа *ж* применяется при больших отрывающих усилиях и больших диаметрах шипа. Кольцевое углубление вокруг шипа делается для избежания глубокой зенковки отверстия в бандаже, а углубление в торце шипа — для удобства расклепки его; при этом прочность соединения бандажа с лопаткой увеличивается в несколько раз. В конструкции *з* головки лопаток выполнены с прямоугольными выступами, которые при сборке лопаток составят бандаж.

В некоторых конструкциях эти полки (выступы) свариваются, соединяя лопатки в пакеты для усиления конструкции, а иногда, кроме указанных выступов, имеются еще шипы, на которые дополнительно сверху надевается ленточный бандаж (фиг. 153, *а*).

§ 41. ЭРОЗИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Входные кромки рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин, работающих в области влажного пара, подвержены эрозии, т. е. износу от воздействия ударов рабочих лопаток



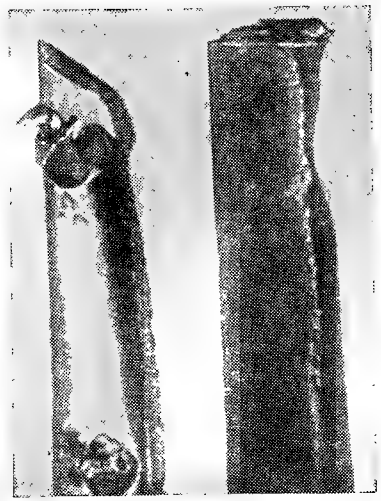
Фиг. 156. Удар рабочих лопаток о частицы воды в потоке влажного пара.

о малоподвижные капли воды. По мере расширения пара влажность его повышается, т. е. увеличивается содержание влаги в паре в виде мельчайших частичек.

На фиг. 156 изображены треугольники скоростей пара и частиц воды. Абсолютная скорость частиц воды при выходе из сопел $c_{1в}$ меньшая, чем c_1 пара, поэтому угол входа $\beta_{1в}$ частиц

влаги на рабочие лопатки с относительной скоростью $w_{1в}$ больше угла β_1 пара.

Отсюда следует, что при уменьшении скорости $c_{1в}$, увеличении угла $\beta_{1в}$, окружной скорости u и размеров капель влаги эрозия входных кромок рабочих лопаток увеличивается. На увеличение размеров капель существенно влияет скорость потока пара. При больших скоростях пара капли влаги распадаются. Например, при изменении скорости пара от 100 до 300 *м/сек* диаметр капли уменьшается от 0,3 до 0,025 *мм*, т. е. в 12 раз. С ростом степени реакции в ступени скорость c_1 пара уменьшается, тем самым создаются благоприятные условия для образования крупных капель воды.



Фиг. 157. Эрозионное разрушение входных кромок турбинных лопаток.

В последних ступенях конденсационных турбин на периферии степень реакции доходит до 70% и выше, а у корня всего 8—10% и даже может быть отрицательная, вследствие чего капли воды больших размеров создаются в верхней части лопаточного аппарата ступени. На образование капель влияют и поверхность каналов, так как скорость потока около них приближается к нулю. Эрозии особенно способствуют горизонтальные поверхности, расположенные по окружности, потому что стекающие с них капли непрерывно бомбардируют рабочие лопатки, в то время как капли воды, срывающиеся с радиальных поверхностей, действуют лишь в момент прохождения кромки рабочей лопатки мимо поверхности. Большое влияние на эрозию входных кромок рабочих лопаток оказывает величина окружной скорости u. Скорость частиц влаги $c_{1в}$ мала, поэтому в первом приближении можно считать, что относительная скорость влаги $w_{1в}$ при входе на рабочую лопатку равна окружной скорости. Силу удара капель воды о лопатку можно считать пропорциональной квадрату окружной скорости u^2.

Благоприятные условия образования крупных капель влаги получаются вследствие отбрасывания к периферии их частиц центробежными силами. Эрозии подвергается обычно примерно $^1/_3$—$^1/_2$ верхней части лопатки, а у корня эрозии не происходит. В эрозированной лопатке в средней части по высоте можно наблюдать вначале следы эрозии в виде матового налета, затем выше точечную и у периферии пористую эрозию (фиг. 157).

Наибольшая интенсивность эрозии наблюдается в первые сотни часов работы, затем эрозия хотя и продолжается, но в меньшей степени.

Замедление процесса эрозии может быть объяснено тем, что по мере износа толщина кромок, подверженных эрозии, увеличивается, таким образом эрозируется уже не кромка, а профиль лопатки; частицы влаги, застревая в образовавшихся порах, являются своеобразными демпферами при ударе лопаток о капли воды.

Методами борьбы с эрозией рабочих лопаток ступеней, работающих в области влажного пара, являются:

1. Применение промежуточного перегрева пара, снижающего конечную степень влажности на последних ступенях конденсационных турбин (см. § 2).

2. Организация рациональной системы влагоудаления непосредственно из проточной части турбины.

3. Защита входных кромок лопаток износоустойчивым твердым сплавом.

Наиболее распространенной и простой системой влагоудаления является изготовление на ободе диафрагм со стороны входа пара козырьков с впадинами (см. фиг. 59, 62). Здесь капли влаги, отброшенные вращающимся колесом, попадая во впадину, стекают по окружности в нижнюю часть корпуса, откуда через специальные наклонные сверления в обоймах или корпусе вода стекает в конденсатор. С помощью рассмотренных влагоуловителей удаляется до 20—30% влаги, которая в противном случае поступила бы на рабочие лопатки в виде крупных капель, представляющих наибольшую опасность. Влагоулавливающим устройствам придается такая форма, чтобы отброшенные на них капли не попадали обратно в поток, а отводились в конденсатор.

Отечественные турбостроительные заводы и иностранные фирмы применяют различные способы защиты от эрозии входных кромок рабочих лопаток: диффузионное никель-борирование, электролитическое хромирование, нитрирование, местную закалку, напайку стеллитовых пластинок серебряным припоем, наплавку стеллита и электроискровой способ наплавки твердого сплава Т15К6 на входные кромки рабочих лопаток.

На ЛМЗ и других отечественных заводах распространен способ напайки стеллитовых пластинок серебряным припоем, механические свойства которого обеспечивают надежную связь стеллита с лопатками (см. фиг. 9, *б*).

Кобальтовый стеллит имеет состав:

Co	Cr	W	Si	C	Fe
60—65%	25—28%	4—5%	2,0—2,5%	1,0—1,2%	Остальное

Твердость стеллитовых пластинок не менее 40*RC*. Чтобы не вызывать структурных изменений в основном металле лопаток,

при напайке пластинок нагрев не должен быть более 750—780° С, т. е. немного выше температуры плавления серебряного припоя.

Однако способ наплавки не является совершенным, так как были случаи отрыва стеллитовых пластинок от лопаток, а иногда появлялись трещины под стыком двух пластин в металле лопаток. Как показали расчеты при проектировании новых мощных турбин с лопатками последних ступеней, имеющих высокую окружную скорость на периферии $u = 400 \div 450$ *м/сек* и выше, механические свойства серебряного припоя при увеличении центробежных сил не могут обеспечить надежного крепления стеллитовых пластинок на рабочих лопатках.

В современных мощных турбинах на ХТГЗ с успехом применяется электроискровой способ наплавки на входные кромки рабочих лопаток твердого сплава Т15К6 следующего состава:

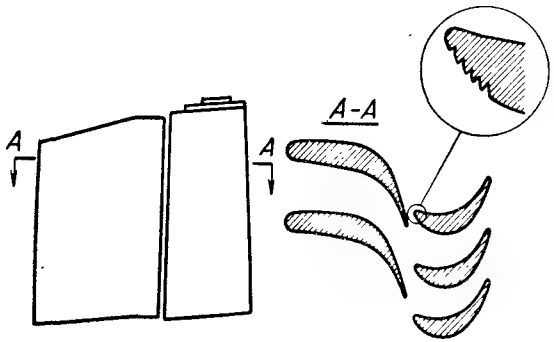
WC	TiC	Co
79%	15%	6%

Электроискровая наплавка производится оплавлением небольших участков электрода и обрабатываемого изделия под воздействием кратковременных импульсов искровых разрядов тока.

При этом материал электрода Т15К6 переносится на поверхность лопатки и, смешиваясь с обрабатываемым металлом, образует легированный поверхностный слой. Этот процесс сопровождается также поглощением азота, образующего нитриды (в упрочненных слоях находится до 3% азота). Под действием высокой температуры в канале электрического разряда 10 000—11 000° С происходит диффузия элементов электрода и азота вглубь изделия, в результате чего под легированным слоем образуется диффузионный подслой. Нагреву подвергаются очень малые слои, примыкающие к холодному металлу, и с исчезновением искры достигается высокая скорость охлаждения их, приводящая к образованию структур закалки. Отслаивания упрочненного слоя на сильно деформированных участках излома ударных образцов не наблюдается — это указывает на достаточно высокую прочность связи его с основой. Электроискровой способ наплавки твердого сплава Т15К6 является, из всех названных выше способов, наиболее простым, дешевым и удобным. Он не требует дефицитных материалов, не вызывает поводки или коробления лопаток и может применяться как при изготовлении турбин на заводах, так и при ремонтах на электростанциях. Большим преимуществом этого способа является возможность частого упрочнения участков, наиболее подверженных эрозии, для чего не требуется демонтировать лопатки.

Фирмой Дженерал Электрик в 1952 г. в турбине $N = 192$ *Мвт* и $n = 1800$ *об/мин* для атомной электростанции применены специальные лопатки (фиг. 158), обеспечивающие удаление влаги в ступенях, работающих в области влажного пара. Отличительной

особенностью таких лопаток является наличие выфрезерованных выемок на поверхности входной кромки лопаток. Теоретические обоснования рассмотренной конструкции заключаются в том, что если при обычных лопатках капельки воды ударяются о входную



Фиг. 158. Схема ступени с влагоудалением.

кромку и отбрасываются в виде мельчайших частичек, то в конструкции фиг. 158 они не отбрасываются, а вначале прилипают к поверхности выемки, а затем присоединяются к пленке воды. Скопившаяся в выемках вода центробежными силами выталкивается на периферию во влагоуловитель диафрагмы, откуда дренируется в конденсатор. Лабораторные и промышленные испытания таких лопаток показали их высокую эффективность.

§ 42. РАСЧЕТ РАБОЧИХ ЛОПАТОК НА ПРОЧНОСТЬ

Во время работы турбины возникают внешние усилия, действующие на рабочие лопатки. Эти силы разделяются на статические и динамические.

В данном случае рассматривается расчет рабочих лопаток на прочность под действием статических усилий. К этим силам относятся:

1. Центробежные силы, вызывающие в основном растягивающие напряжения.

2. Среднее усилие парового потока, примерно совпадающее с направлением вращения рабочих лопаток, и усилие, создаваемое разностью давлений пара по обе стороны рабочих лопаток, действует приблизительно в осевом направлении.

Последние усилия вызывают изгибающие напряжения по направлению их действия.

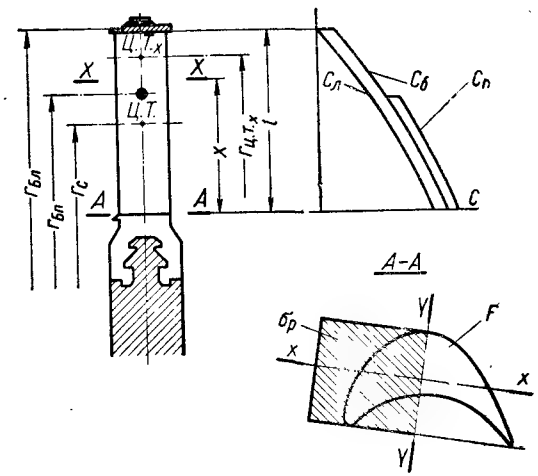
Расчет рабочей лопатки на растяжение. Растягивающие усилия, действующие на рабочую лопатку, вызываются центробежными силами собственной массы лопатки, массы ленточного бандажа и скрепляющей проволоки, если последняя имеется.

В общем случае уравнение центробежной силы для любой вращающейся массы имеет вид

$$C = \frac{G}{g} r\omega^2 \ н\,(кГ), \tag{145}$$

где $m = \frac{G}{g} = \frac{V\gamma}{g} = V\varrho$ — масса вращающихся частей в *кг*.

V в $м^3$ ($см^3$); ϱ в $н/м^3$; r в *м* (*см*); ω в *рад/сек*.



Фиг. 159. Рабочая лопатка постоянного сечения с ленточным бандажом и скрепляющей проволокой.

В применении к рабочей лопатке расчетная величина центробежной силы равна сумме центробежных сил составляющих ее частей (фиг. 159):

$$\sum C = C_л + C_п + C_б \ н\,(кГ). \tag{146}$$

Центробежная сила проволочного бандажа определяется так:

$$C_п = \frac{G_п}{g} r_п\omega^2 = \varrho V_п\omega^2 r_п \ н\,(кГ),$$

где $G = \varrho V_п$ — масса одного шага проволоки в *кг*;

$V_п$ — объем одного шага проволоки в $см^3$.

Центробежная сила ленточного бандажа

$$C_б = \frac{G_б}{g} r_б\omega^2 = \varrho V_б\omega^2 r_б \ н\,(кГ),$$

где $V_б$ — объем одного шага ленточного бандажа в $см^3$.

Центробежные силы, направленные радиально, создают в лопатке растягивающие напряжения, равномерно распределенные по сечению лопатки с площадью F:

$$\sigma_p = \frac{\Sigma C}{F} \ н/м^2 \ (кГ/см^2). \qquad (147)$$

Наиболее опасным сечением лопатки является сечение у основания профильной части лопатки (сечение AA), так как здесь сосредоточена наибольшая центробежная сила.

Наибольшей из составляющих ΣC по уравнению (146) является центробежная сила профильной части лопатки $C_л$. Поэтому далее подробнее рассмотрим определение напряжений, вызываемых центробежными силами собственной массы профильной части лопатки (без ленточных и проволочных бандажей), в зависимости от характера изменения площади профиля по высоте.

Лопатки постоянного сечения. Центробежная сила профильной (рабочей) части лопатки (фиг. 159) в соответствии с уравнением (145) равна:

$$C_л = \varrho F l r_c \omega^2 \ н \ (кГ). \qquad (148)$$

Растягивающее напряжение в корневом сечении AA (фиг. 159) рабочей лопатки от действия $C_л$ определяется так:

$$\sigma_p = \frac{C_л}{F} = \varrho l r_c \omega^2 \ н/м^2 \ (кГ/см^2). \qquad (149)$$

Отсюда следует, что в лопатке постоянного профиля по высоте величина напряжений растяжения в корневом сечении не зависит от площади сечения лопатки.

Характер изменения напряжений по высоте лопатки можно получить, рассмотрев произвольное сечение $X—X$ на расстоянии x от ее ножки (фиг. 159). Центробежная сила массы участка лопатки, расположенного выше участка $X—X$, будет равна:

$$C_{лx} = \varrho F (l - x) r_{ц.\,m} \omega^2, \qquad (150)$$

где $r_{ц.\,m}$ — радиус центра тяжести массы лопатки над сечением $X—X$, который вычисляется по формуле:

$$r_{ц.\,m} = r_c + \frac{l}{2} - \frac{l-x}{2} = r_c + \frac{x}{2}.$$

Подставляя значения $r_{ц.\,m}$ в уравнение (150), получим

$$C_{лx} = \varrho \omega^2 F \left[l r_c - x \left(r_c - \frac{l-x}{2} \right) \right].$$

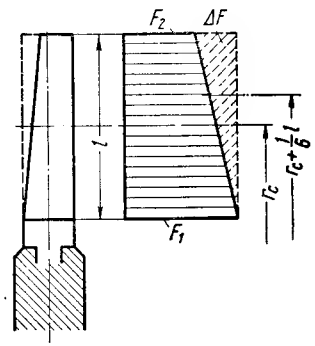
Тогда растягивающее напряжение в сечении $X—X$

$$\sigma_{p.\,x} = \varrho \omega^2 \left[l r_c - x \left(r_c - \frac{l-x}{2} \right) \right]. \qquad (151)$$

Здесь первый член уравнения представляет собой напряжение в корневом сечении [см. уравнение (149)].

Характер изменения напряжений по высоте лопатки от действия центробежной силы профильной части лопатки (без проволочных и ленточных бандажей) подобен кривой $C_л$ показанной на фиг. 159. Там же показано увеличение $C_л$ на величины $C_п$ и $C_б$.

Лопатки переменного профиля. В этих лопатках напряжения в корневом сечении и в сечении по высоте лопатки уменьшаются за счет постепенного уменьшения площади сечения лопатки при переходе от корневого сечения к периферийному, тем самым происходит уменьшение массы лопатки и соответственно центробежной силы ее профильной части по сравнению с лопаткой постоянного профиля той же длины. В современных турбинах большой мощности это особенно важно для последних ступеней ц. н. д., так как дает возможность, выбирая напряжения в корневом сечении — у ножки исходя из допустимых величин для данного материала, получить лопатки большей высоты по сравнению с лопатками постоянного сечения при том же напряжении в корневом сечении.



Фиг. 160. Рабочая лопатка переменного по высоте сечения.

Как было показано ранее (см. § 2), высота лопатки последней ступени определяет количество потоков пара в ц. н. д., т. е. количество цилиндров низкого давления и предельную мощность турбины при данных начальных параметрах пара в турбинах одновального и двухвального исполнения.

Вопрос проектирования рабочих лопаток последних ступеней ц. н. д. является весьма сложным. При заданном законе изменения площадей сечений по высоте лопатки стремятся получить удовлетворительные аэродинамические и прочностные характеристики лопаток при относительной дешевизне изготовления их.

Рассмотрим определение напряжений в лопатке переменного сечения при наиболее простом прямолинейном законе изменения площади поперечного сечения (фиг. 160).

Центробежная сила профильной части переменного профиля лопатки находится как разность между центробежными силами лопатки постоянного профиля $C_л$ и удаленного из него металла ΔC (фиг. 160):

$$C'_л = C_л - \Delta C. \qquad (152)$$

Величина $C_л$ подсчитана по уравнению (148).

Величина ΔC (фиг. 160) определяется по уравнению

$$\Delta C = \varrho \Delta V \omega^2 \left(r_c + \frac{1}{6} l\right),$$

где $\Delta V = \frac{1}{2}(F_1 - F_2)\, l$ — объем удаленного металла.

Растягивающие напряжения у корня лопатки переменного сечения находим так:

$$\sigma_{n_p} = \frac{C_л - \Delta C}{F}. \qquad (153)$$

Обозначим

$$\frac{1}{q} = \frac{\sigma_{n_p}}{\sigma_p} = \frac{C_л - \Delta C}{C_л} = 1 - \frac{\Delta C}{C_л} = 1 - \frac{1}{2} \times$$

$$\times \frac{(F_1 - F_2)\left(r_c + \frac{1}{6} l\right)}{F_1 r_c} = 1 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right) \times \left(1 + \frac{l}{6 r_c}\right). \qquad (154)$$

Коэффициент q показывает, во сколько раз уменьшаются напряжения в лопатке переменного сечения по сравнению с напряжениями в лопатке постоянного сечения при той же длине l и среднем радиусе r_c.

Для приближения расчетов можно считать

$$\left(1 + \frac{l}{6 r_c}\right) \approx 1,$$

тогда

$$\frac{1}{q} = 1 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right).$$

При различных значениях $\frac{F_2}{F_1}$ получим:

$\frac{F_2}{F_1}$	0,5	0,4	0,3	0,2
$\frac{1}{q}$	0,75	0,7	0,65	0,6
q	1,33	1,44	1,54	1,67

Для отношения $\frac{F_2}{F_1} \geqslant 0{,}5$ может быть применен линейный закон изменения площади по высоте лопатки при изготовлении их фрезерованием за одну установку по всей длине. При более облегченных лопатках при $\frac{F_2}{F_1} < 0{,}5$ исходя из размеров профиля на чертеже подбирается математическая степенна́я зависимость площади поперечного сечения от длины лопатки. Такими зависимостями, определяющими изменение площадей при $\frac{F_2}{F_1} < 0{,}5$, могут быть

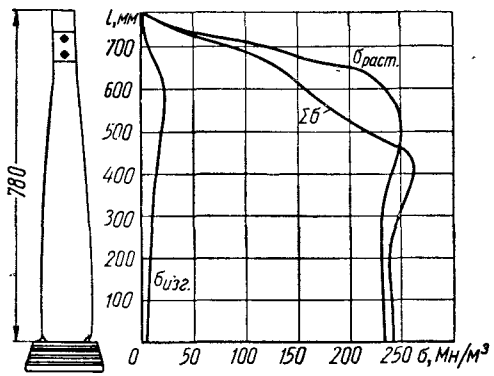
$$F_x = F_1 - (F_1 - F_2)\left(\frac{x}{l}\right)^m$$

или

$$F_x = F_1 \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^{\frac{x}{l}}.$$

Обычно лопатки переменного профиля выполняются с отношением площадей $\frac{F_2}{F_1} \geqslant 0{,}2$. При меньших значениях отношения $\frac{F_2}{F_1}$ максимум растягивающих напряжений перемещается от корневого в вышележащее сечение.

В табл. 2 даны основные характеристики лопаток последних ступеней современных турбин ХТГЗ и ЛМЗ, в которых отношение $q = \frac{\sigma}{\sigma_n}$ суммарного напряжения от растяжения и изгиба в лопатке постоянного профиля σ к суммарному напряжению в лопатке переменного профиля σ_n достигает значений от 1,93 до 2,48. Для примера на фиг. 161 представлено распределение напряжений по длине рабочей лопатки последней ступени турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ.



Фиг. 161. Распределение напряжений по высоте рабочей лопатки последней ступени турбины К-150-130 (ПВК-150) ХТГЗ:

$\sigma_{изг}$ — изгибающие напряжения в кромках лопаток от парового потока; $\sigma_{раст}$ — растягивающие напряжения от центробежных сил; $\sum\sigma$ — суммарные напряжения на кромках лопатки (от растяжения, изгиба паровым потоком и от эксцентриситета лопаток).

Расчет рабочей лопатки на изгиб. В рабочих лопатках при $\frac{D_{ср}}{l} > 12$ применяются в современных турбинах постоянные профили по высоте. В этом случае рабочую лопатку рассматривают как консольную балку с жестко заделанным концом и равномерно распределенной по высоте изгибающей нагрузкой.

Изгибающие усилия, действующие на рабочую лопатку, состоят из:

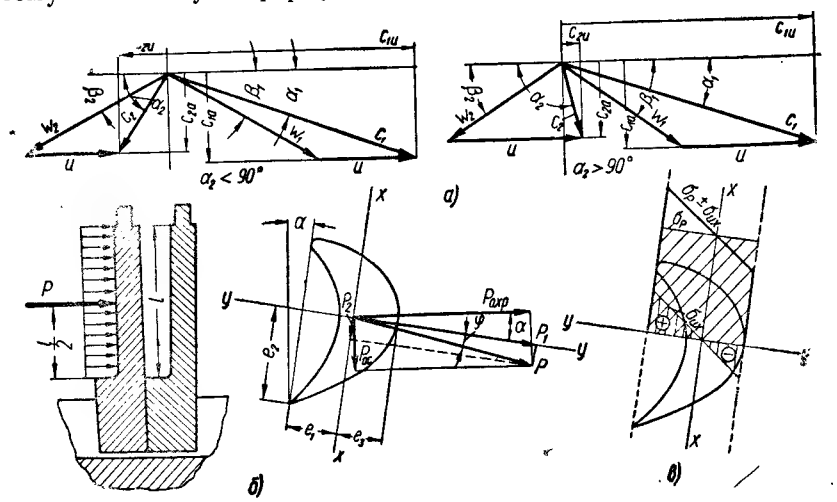
1) динамического давления пара вследствие изменения количества движения при протекании пара через рабочую решетку;

2) статической разности давления пара по обе стороны лопаток вследствие наличия реактивности в них.

Величина первого усилия, действующего на одну лопатку, может быть определена из уравнения количества движения по фиг. 162, *а*, *б* в окружном направлении

$$P_{окр} = \frac{G}{g\varepsilon z_2}(c_{1u} - c_{2u})\ кГ; \quad P_{окр} = \frac{G}{\varepsilon z_2}(c_{1u} - c_{2u})\ н. \qquad (155)$$

В этом уравнении при $\alpha_2 < 90°$ проекция скорости c_2 на направление окружной скорости u является отрицательной, и поэтому знак минус в формуле меняется на плюс.



Фиг. 162. К расчету рабочих лопаток на прочность:

а — треугольники скоростей; *б* — силы, изгибающие лопатку; *в* — сложение напряжений σ_p и σ_{ux}.

Величина $P_{окр}$ может быть определена также из уравнения мощности, развиваемой одной лопаткой,

$$P_{окр} = \frac{427Gh_0\eta_{ол}}{u\varepsilon z_2} = \frac{102N_л}{u\varepsilon z_2}\ кГ; \quad P_{окр} = \frac{Gh_0\eta_{ол}}{u\varepsilon z_2} = \frac{10^3N_л}{u\varepsilon z_2}\ н, \qquad (156)$$

где G в *кГ/сек*; h_0 в *кдж/кг* (*ккал/кг*); u в *м/сек*;

$N_л$ — мощность ступени на ободе колеса в *квт*;

c_{1u}, c_{2u} — проекции абсолютных скоростей пара (фиг. 160, *а*) при выходе из сопел и рабочих лопаток на направление окружной скорости в *м/сек*;

ε — степень парциальности;

z_2 — число рабочих лопаток;

$g = 9{,}81$ *м/сек*^{2}.

Таким образом, изгибающее усилие в осевом направлении складывается из динамического давления пара и статической разности давления:

$$\left.\begin{aligned} P_{ос} &= P'_{ос} + P''_{ос} = \frac{G}{g\varepsilon z_2}(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)\,t_2 l\ кГ; \\ P_{ос} &= P'_{ос} + P''_{ос} = \frac{G}{\varepsilon z_2}(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)\,t_2 l\ н, \end{aligned}\right\} \qquad (157)$$

где c_{1a}, c_{2a} — проекции абсолютных скоростей пара (фиг. 160, *а*) при выходе из сопел и рабочих лопаток на осевое направление в *м/сек*;

t_2 — шаг лопаток в *м* (*см*);

l — высота лопаток в *м* (*см*).

Для определения изгибающих усилий, действующих на рабочую лопатку, выбираются режимы работы турбины, при которых окружные усилия в различных ступенях будут максимальными. В турбине с сопловым парораспределением следующие режимы:

1. Для регулирующей ступени наиболее опасным режимом является режим при полном открытии первого регулирующего клапана (остальные клапаны закрыты), когда ступень работает с наибольшим тепловым перепадом и наименьшей степенью парциальности.

2. Для ступеней давления — режим с максимальной нагрузкой турбины.

При этом равнодействующая изгибающих усилий, действующих на лопатку, подсчитывается так:

$$P = \sqrt{P_{окр}^2 + P_{ос}^2}. \qquad (158)$$

Тогда изгибающие моменты, действующие в плоскостях наименьшей и наибольшей жесткости в опасном сечении у корня лопатки (фиг. 162, *б*) относительно главных осей инерции, проходящих через центр тяжести профиля параллельно и перпендикулярно линии, соединяющей кромки лопатки, определяются:

$$M_{u_x} = \frac{P_1 l}{2} = \frac{Pl\cos\varphi}{2} = \frac{l}{2}(P_{окр}\cos\alpha + P_{ос}\sin\alpha); \qquad (159)$$

и

$$M_{u_y} = \frac{P_2 l}{2} = \frac{Pl\sin\varphi}{2} = \frac{l}{2}(P_{окр}\sin\alpha - P_{ос}\cos\alpha). \qquad (160)$$

Напряжение на выходной кромке лопатки найдем из уравнения

$$\sigma_u = \frac{M_{u_x}}{W_x} + \frac{M_{u_y}}{W_y} = \frac{M_{u_x}e_1}{J_x} + \frac{M_{u_y}e_2}{J_y}. \qquad (161)$$

Величины W_x, W_y, J_x, J_y, F сечения лопатки определяются графоаналитическим методом, разобранным в гл. IV. В коротких лопатках $\left(\frac{D_c}{l} > 12\right)$ для упрощения расчета считают, что угол между главной осью инерции $Y—Y$ и направлением силы P равен нулю: $\varphi \approx 0$, тогда напряжением в кромках, вызванных моментом от проекции силы P на ось $X—X$, можно пренебречь.

При данном допущении изгибающее напряжение в кромке

$$\sigma_{u_{кр}} = \frac{M_{u_x}}{W_x} = \frac{Pl}{2W_x} = \frac{Ple_1}{2J_x}; \qquad (162)$$

изгибающее напряжение в спинке

$$\sigma_{u_{сп}} = \frac{M_{u_x}}{W'_x} = \frac{Pl}{2W'_x} = \frac{Ple_3}{2J_x}. \qquad (163)$$

При изгибе активной лопатки наибольшие растягивающие напряжения будут во входной и выходной кромках; в волокнах главной оси инерции $X—X$ напряжения равны нулю; волокна спинки лопатки при изгибе испытывают напряжения сжатия (фиг. 162, *в*). Наибольшие напряжения сжатия в спинке будут меньше напряжений растяжения в кромках.

В реактивных профилях распределение напряжений усложняется.

Практика и исследования показывают, что входные кромки оказываются нагруженными несколько больше выходных.

На фиг. 162, *в* показаны эпюры напряжений в опасном сечении у корня рабочих лопаток. В кромках напряжения растяжения от усилий растяжения и изгиба складываются на спинке — вычитаются. Таким образом, в более напряженном состоянии находятся кромки рабочих лопаток.

Расчет бандажа, скрепляющей проволоки и шипов лопатки

Ленточный и проволочный бандажи находятся в одинаковых условиях работы:

1. Центробежная сила собственной массы вызывает изгиб бандажа между лопатками. Ленточные или проволочные бандажи при расчете рассматриваются как балочки длиной, равной шагу бандажа $t_б$, с жестко заделанными концами (фиг. 163) и с равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью

$$q = \varrho f_б r_б \omega^2, \qquad (164)$$

где $f_б$ — площадь поперечного сечения бандажа в $м^2$ ($см^2$);

$f_{бл} = b'h$ — для ленточного бандажа в $м^2$ ($см^2$);

$f_{бп} = \frac{\pi d^2}{4}$ — для проволочного бандажа в $м^2$ ($см^2$);

$r_б$ — радиус центра тяжести ленточного или проволочного бандажа в $м$ ($см$);

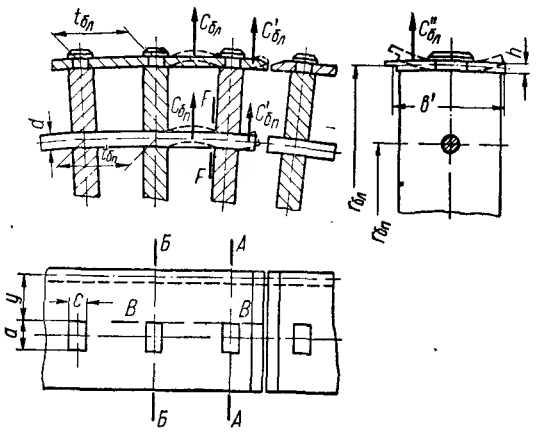
ϱ — плотность в $кг/м^3$ ($кг \cdot сек^2/м^4$).

Находим изгибающий момент в местах заделки бандажей сечения $Б—Б$ и $F—F$ от действия центробежной силы собственной массы:

$$M_u = \frac{qt_б^2}{12} = \frac{\varrho\omega^2 f_б t_б^2 r_б}{12} = \frac{C_б t_б}{12}, \qquad (165)$$

где $C_б = \varrho f_б t_б r_б \omega^2$ — центробежная сила массы бандажа.

При подсчете центробежной силы ленточного бандажа умень-



Фиг. 163. Крепление рабочих лопаток в пакеты ленточными и проволочными бандажами.

шение ее за счет отверстий для шипов учитывается коэффициентом разгрузки

$$\varphi = \frac{b't_{бл} - ca}{b't_{бл}} = 1 - \frac{ca}{b't_{бл}},$$

тогда центробежная сила ленточного бандажа

$$C_{бл} = \varphi C_{бл_1} = \varphi\varrho f_{бл} t_{бл} r_{бл} \omega^2. \qquad (166)$$

Напряжение изгиба для ленточного и проволочного бандажей в сечениях $Б—Б$ и $F—F$ и их заделки находим по уравнению

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_б} \; н/м^2 \; (кГ/см^2). \qquad (167)$$

Для проволочного бандажа диаметром d момент сопротивления определим по уравнению

$$W_{б.п} = \frac{\pi d^3}{32} \; см^3. \qquad (168)$$

Для ленточного бандажа момент сопротивления $W_{б.л}$ вычисляется по чертежу с учетом его ослабления отверстием для шипа

лопатки в сечении *Б—Б*:

$$W_{б.\,л} = \frac{(b' - a)\,h^2}{6}\ см^3. \qquad (169)$$

Свешивающаяся по окружности часть ленточного и проволочного бандажей должна быть рассчитана на изгиб как балка, заделанная одним концом с равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью q, подсчитанной по уравнению (164).

При длине свешивающейся части l изгибающий момент в заделке бандажа

$$M_u = \frac{ql^2}{2}. \qquad (170)$$

Если $l = \frac{t_б}{2}$, то

$$M_u = \frac{qt_б^2}{8} = \frac{C_б t_б}{8}. \qquad (171)$$

Из сравнения формул (165) и (171) следует, что в последнем случае изгибающий момент в 1,5 раза больше.

Для уменьшения изгибающих напряжений в заделке от свешивающейся части на ленточных бандажах делают скосы консоли (фиг. 163, *а*), на проволочном бандаже делают длину консольной части равной или меньшей $0{,}4t_{б.\,п}$.

Ленточный бандаж рассчитывается на изгиб также и в осевом направлении, при этом свешивающаяся часть рассматривается как консоль длиной y. Центробежная сила шага консоли

$$C'_{б.\,л} = \varrho y t_{б.\,л} h r_{б.\,л} \omega^2; \qquad (172)$$

изгибающий момент в сечении *В—В*

$$M_u = C'_{б.\,л}\frac{y}{2};$$

изгибающее напряжение в сечении *В—В*

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{б.\,л}}, \qquad (173)$$

где момент сопротивления

$$W_{б.\,л} = \frac{(t_{б.\,л} - c)\,h^2}{6}.$$

Шипы лопаток рассчитываются на разрыв центробежной силой массы ленточного бандажа, приходящейся на один шип и определяемой по уравнению (166).

Растягивающее напряжение в шипе

$$\sigma_p = \frac{C_{б.\,л}}{z_ш f_ш}, \qquad (174)$$

где $z_ш$ — число шипов на одной лопатке, обычно 1 или 2;
$f_ш$ — площадь поперечного сечения шипа.

Пример. Рассчитать рабочую лопатку постоянного сечения по высоте на прочность от действия растягивающих и изгибающих усилий. Расчет рабочей лопатки сведен в табл. 44, 45.

Таблица 44

Расчет рабочей лопатки на прочность

Наименование величин		Обозначение или формула	Размерность	№ ступени
Режим работы турбины		—	—	Номинальный
Передаваемая мощность		$N_{t\,колеса}$	*квт*	4597
Число оборотов		n	*об/мин*	3000
Средний диаметр по лопатке		$D_{ср}$	*см*	101,75
Ширина профиля лопатки		B	*см*	2,516
Число лопаток (теоретическое)		z	шт.	186
Перепад давлений		Δp	*Мн/м²*	0,084
Угол подъема профиля		α	*град*	11°55′
Площадь корневого сечения лопатки		F	*см²*	1,87
Момент сопротивления корневого сечения (минимальный)		W	*см³*	0,2469
Рабочая длина лопатки		l	*м*	$3{,}75\cdot10^{-2}$
Паровое усилие	Окружное	$P_{окр}$	*н*	156
	Аксиальное	$P_{ос}$	*н*	56,4
	Полное	$P = P_{окр}\cos\alpha + P_{ос}\sin\alpha$	*н*	163,5
Изгибающий момент в корне лопатки		$M_{u_x} = 0{,}5Pl$	*н. м*	3,07
Напряжение изгиба в корне лопатки		$\sigma_{u_{кр}} = \frac{M_{u_x}}{W_x}$	*Мн/м²*	12,45

Наименование величин	Обозначение или формула	Размерность	№ ступени
Коэффициент центробежной силы	$k = \varrho\left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2$	$Мн/м^4$	$77{,}5 \cdot 10^7$
Центробежная сила бандажа (приходящаяся на одну лопатку)	$C_б$	н	696
Центробежная сила проволоки (приходящаяся на одну лопатку)	$C_п$	н	—
Центробежная сила лопатки	$C_л = 0{,}5kFlD_{ср}$	н	2766
Суммарная центробежная сила	$C_{сум} = C_б + C_п + C_л$	н	3462
Растягивающее напряжение	$\sigma_p = C_{сум}/F$	$Мн/м^2$	18,5
Суммарное напряжение	$\sigma_{сум} = \sigma_и + \sigma_p$	$Мн/м^2$	30,95
Температура лопатки	t	°C	488

Таблица 45

Расчет ленточного бандажа на прочность

Эскизы	Наименование величин		Обозначение или формула	Размерность	№ ступени
	Режим работы турбины		—	—	—
	Число оборотов		n	об/мин	3000
	Коэффициент центробежной силы		$k = \varrho\left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2$	$Мн/м^4$	$77{,}5 \cdot 10^7$
	Температура бандажа		t	°C	488
	Теоретическое число лопаток		z	шт.	186
	Геометрическая характеристика бандажа	Ширина шипа	c	см	0,6
		Длина шипа	a	см	1,1
		Толщина бандажа	h	см	0,3/0,35
		Эффективная ширина бандажа	b'	см	2,8
		Средний радиус по бандажу	$r_б$	см	52,925
		Шаг по бандажу	$t_б = \frac{2\pi r_б}{z}$	см	1,785
		Ц. б. с. шага бандажа	$C_б = kb'ht_бr_б$	н	696
		Коэффициент разгрузки бандажа при $t_б$	$\varphi_1 = 1 - \frac{ca}{b't_б}$	—	0,868
		Коэффициент разгрузки бандажа при $2t_б$	$\varphi_2 = 1 - \frac{ca}{2b't_б}$	—	1

Эскизы	Наименование величин		Обозначение или формула	Размерность	№ ступени
	Сечение $A—A$	Момент сопротивления сечения $A—A$	$W_A = \frac{(b' - a)h^2}{6}$	$см^3$	0,033
		Изгибающее напряжение в сечении $A—A$	$\sigma_A = \frac{\varphi_1 C_б t_б}{12 W_A}$	$Мн/м^2$	29,9
		Изгибающее напряжение в сечении $M—M$	$\sigma_M = \frac{\varphi_2 C_б t_б}{3 W_A}$	$Мн/м^2$	—
	Сечение $B—B$	Расстояние от края бандажа до сечения $B—B$	y	см	0,9
		Ц. б. с. шага бандажа до сечения $B—B$	$C_B = C_б \cdot \frac{y}{b'}$	н	223,6
		Момент сопротивления в сечении $B—B$	$W_B = \frac{(t_б - c)}{6} h^2$	$см^3$	0,0242
		Изгибающее напряжение в сечении $B—B$	$\sigma_B = \frac{C_B y}{2W_B}$	$Мн/м^2$	41,6
	Шипы	Площадь сечения шипа	$F_ш = ac$	$см^2$	0,66
		Растягивающее напряжение	$\sigma_ш = \frac{C_б}{F_ш}$	$Мн/м^2$	10,5
		Высота расклепки	x	см	0,2
		Площадь среза	$F_{ср} = (2c + 2a)x$	$см^2$	0,68
		Напряжение среза	$\tau = \frac{C_б}{F_{ср}} \cdot \varphi_1$	$Мн/м^2$	8,9

В табл. 44 приведены данные лопатки и расчет на прочность. Величины момента сопротивления, площади профиля и нахождение главной оси инерции $X—X$, проходящей через центр тяжести профиля, определяются графоаналитическим методом, изложенным в § 16.

Расчет лопаточных хвостов и обода диска

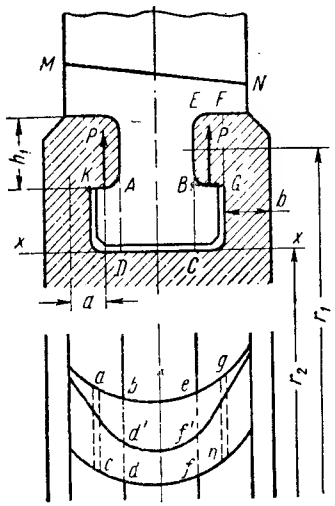
Хвостовая часть (ножки) рабочих лопаток рассчитывается на растяжение в узком сечении, смятие опорных поверхностей, срез выступающих частей ножки от действия центробежных сил.

Для определения напряжения смятия в лопатках с опорными поверхностями, расположенными наклонно по отношению к направлению действия центробежных сил, принимают проекцию площади этих поверхностей на плоскость, перпендикулярную

к радиусу диска. При расчете на смятие или срез ножки необходимо решить вопрос, сколько зубьев ее будет работать одновременно.

Изгибающие напряжения от действия парового усилия обычно малы, так как лопатки в хвостовой части плотно пригоняются друг к другу, и поэтому их зачастую не учитывают. Опасные сечения хвостов лопаток и обода диска зависят от их конструкции.

Расчет Т-образного хвоста. Данный тип хвоста применяется для лопаток, выполненных заодно с промежуточным телом и отдельно от него (фиг. 164).



Фиг. 164. Т-образный хвост рабочей лопатки.

Наиболее опасным сечением хвоста является сечение AB. В сечении AB возникают растягивающие напряжения от действия центробежных сил ΣC масс, расположенных над сечением MN, т. е. центробежных сил масс профильной части лопатки, головки, бандажей и центробежной силы C'_x хвостовой части, ограниченной сечениями MN и AB.

Площадь хвоста лопатки f_1 в сечении AB вычисляется графоаналитическим методом (см. § 16). Для лопаток, выполненных заодно с промежуточным телом, вычисляется площадь фигуры $befd$ (фиг. 164), а для лопаток, выполненных отдельно от промежуточного тела, — фигурой $bef'd'$.

Растягивающие напряжения в сечении AB определяются так:

$$\sigma_p = \frac{\Sigma C + C'_x}{f_1}. \qquad (175)$$

Напряжения среза в сечениях AD и BC хвоста лопатки

$$\sigma_{cp} = \frac{\Sigma C + C'_x + C''_x}{2f_2}, \qquad (176)$$

где C''_x — центробежная сила участка $ABCD$ (в плане $befd$ и $bef'd'$ — соответственно для лопатки, выполненной заодно и отдельно с промежуточным телом);

f_2 — площадь среза прямоугольных сечений $ADbd$ ($BCef$) или $ADbd'$ ($BCef'$).

По опорным площадкам хвоста лопатки AK и BG возникают напряжения смятия

$$\sigma_{cм} = \frac{\Sigma C + C_x}{2f_3}, \qquad (177)$$

где C_x — полная центробежная сила хвоста лопатки между сечениями $M—N$ и $X—X$;

f_3 — площадь опорных площадок хвоста AK и BG.

Наиболее опасным сечением обода, в котором возникают наибольшие растягивающие напряжения от действия центробежных сил, является сечение $X—X$

$$\sigma_p = \frac{z_2(\Sigma C + C_x) + \frac{2}{3} C_{об}}{4\pi r_2 b} \qquad (178)$$

где $z_2(\Sigma C + C_x)$ — центробежная сила всех лопаток с хвостами;

$\frac{2}{3} C_{об}$ — центробежная сила массы обода, расположенной над сечением $X—X$. Эта сила вводится в формулу с коэффициентом $\frac{2}{3}$, так как обод представляет собой кольцо, и его центробежная сила вызывает не только радиальные, но и тангенциальные напряжения.

В сечении $X—X$ в щеках обода возникают изгибающие напряжения от действия двух сил P. Изгибающие напряжения в одной щеке обода в сечении $X—X$ от действия силы P

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \qquad (179)$$

где $M_u = Pa$ — изгибающий момент;

$P = \frac{\Sigma C + C_x}{2} + \frac{2}{3} C'_{об}$ — изгибающее усилие;

$C'_{об}$ — центробежная сила части обода $BEFG$ на длине одного шага;

$W = \frac{2\pi r_2 b^2}{6z_2} = \frac{\pi r_2 b^2}{3z_2}$ — момент сопротивления щеки обода в сечении $X—X$.

Суммарное напряжение в сечении $X—X$

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u.$$

Величина суммарного напряжения снижается, если применить конструкцию хвоста типа фиг. 149, *в*.

Напряжение среза в сечении FG обода диска

$$\sigma_{cp} = \frac{0{,}5(\Sigma C + C_x) z_2 + \frac{2}{3} C'_{об}}{2\pi r_1 h_1}. \qquad (180)$$

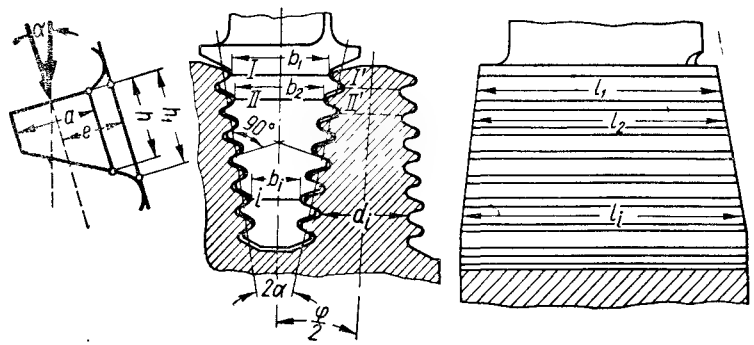
Расчет елочного хвоста лопатки. Как рассмотрено ранее, лопатки с елочными хвостами делаются с внутренней заводкой (фиг. 149, *з*) и с торцовой заводкой (фиг. 150) в пазы обода диска. Принципиально методика расчета в обоих случаях одинакова.

В паровых турбинах хвосты этого типа применяются, как правило, в тяжелонагруженных центробежными силами длинных

лопатках при относительно низких температурах. Несмотря на высокую точность обработки хвостов и пазов в ободе диска, после установки лопаток на место плотная посадка их с диском будет обеспечена только у части зубчиков.

Остальные зубчики хвостов лопаток с пазами обода будут иметь зазоры (порядка нескольких сотых долей миллиметра).

При работе турбины под действием центробежных сил части хвоста лопатки получат пластические деформации, в результате которых все или почти все зубья окажутся в плотном соединении



Фиг. 165. Елочный хвост рабочей лопатки.

с прорезями паза обода. Поэтому можно считать, что нагрузка между зубьями хвоста распределяется равномерно.

Рассмотрим расчет елочного хвоста лопатки (фиг. 165).

Сила, действующая на каждый зуб,

$$P = \frac{C_л}{2n \cos \alpha}, \qquad (181)$$

где $C_л = C_{пр} + C_{хв}$ — сумма центробежных сил профильной части лопатки и ее основания до сечения I и центробежной силы хвоста $C_{хв}$ (ниже сечения I);

$2n$ — число зубьев с двух сторон хвоста;

α — угол наклона опорных поверхностей зубьев к направлению действия центробежных сил.

Растягивающие напряжения в ослабленных сечениях хвоста лопатки:

1) в сечении I

$$\sigma_{p1} = \frac{C_{пр}}{b_1 l_1};$$

2) в сечении II

$$\sigma_{p2} = \frac{C_{пр} + C_1 - 2P \cos \alpha}{b_2 l_2} = \frac{C_{пр} + C_1 - \frac{C_л}{n}}{b_2 l_2},$$

где C_i — центробежная сила части хвоста между сечениями I и II;

3) в i-м сечении лопатки

$$\sigma_{pi} = \frac{C_{пр} + \sum_{i=1}^{i} C_i - \frac{i-1}{n} C_л}{b_i l_i}, \qquad (182)$$

где C_i — центробежная сила части хвоста, заключающаяся между сечениями по двум соседним зубьям (например, между сечениями I и II);

$l_1, l_2, l_3 \ldots l_i$ — толщины хвоста в различных сечениях в зависимости от его конструкции могут быть равны и не равны между собой (см. фиг. 165).

Зуб елочного хвоста рассчитывается на смятие, изгиб и срез.

Напряжение смятия рабочей поверхности зуба (фиг. 165)

$$\sigma_{см} = \frac{P}{a l_i}. \qquad (183)$$

Изгибающие напряжения у основания зуба

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W} = \frac{6Pe}{l_i h_1^2}, \qquad (184)$$

где

$$M_и = Pe; \qquad W = \frac{l_i h_1^2}{6}.$$

Напряжение на срез

$$\sigma_{ср} = \frac{P}{l_i h}. \qquad (185)$$

Елочный гребень обода диска в ослабленных сечениях рассчитывается на растяжение.

Растягивающее напряжение в i-м сечении диаметром d_i

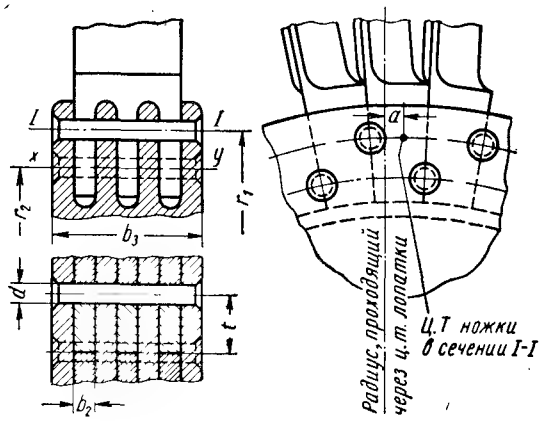
$$\sigma_p = \frac{\frac{i}{n} C_л \cos \frac{\varphi}{2} + \sum_{i=1}^{i} C_{дi}}{d_i l_i}, \qquad (186)$$

где $C_{дi}$ — центробежная сила части обода диска между сечениями по двум соседним зубьям (например, между сечениями I' и II');

$\frac{\varphi}{2}$ — угол между осями симметрии хвоста лопатки и елочного гребня обода диска в конструкции с осевой заводкой лопаток в диск. Из-за малости угла $\frac{\varphi}{2} = \frac{360}{2z_2}$ можно считать, что он равен нулю, тогда $\cos \frac{\varphi}{2} = 1$;

z_2 — число лопаток.

Расчет вильчатого хвоста. Расчет соединения лопатки с ободом диска (фиг. 166) сводится к определению растягивающих напряжений в хвосте лопатки, срезывающих напряжений в заклепках, напряжений смятия между хвостом лопатки и заклепками и между ободом диска и заклепками. По мере увеличения диаметра заклепок снижается в них срезывающее напряжение и напряжение смятия и одновременно ослабляются сечения между отверстиями в гребнях обода диска и полуотверстиями в хвосте лопаток.



Фиг. 166. Вильчатый хвост рабочей лопатки.

В процессе эксплуатации турбины при замене лопаток новыми приходится рассверливать отверстия под заклепки на больший диаметр, поэтому при расчете хвостового соединения лопатки в гребнях обода диска в хвостах лопаток должен быть предусмотрен запас, позволяющий неоднократную замену рабочих лопаток.

Растягивающее напряжение в сечении $I—I$ хвоста лопатки

$$\sigma_p = \frac{\sum C + C'_x}{(t - 0{,}5d)\, z b_2},$$

где ΣC и C'_x — соответственно центробежные силы лопатки с бандажами и части хвоста, лежащей над сечением $I—I$;

$F_л = (t - 0{,}5d)\, z b_2$ — площадь сечения $I—I$;

$t = \frac{\pi r_1}{z_2}$ — шаг лопаток по радиусу;

d — диаметр заклепки;

b_2 — толщина ножки хвоста;

z — количество ножек хвоста;

В сечении $I—I$ следует определить изгибающее напряжение от центробежных сил, потому что радиус, проходящий через

центр тяжести лопатки, не совпадает с центром тяжести сечения хвоста, ослабленного заклепкой:

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W} = \frac{\left(\sum C + C'_x\right) 6a}{(t - 0{,}5d)^2\, b_2 z},$$

где $M_и = \left(\sum C + C'_x\right) a$ — изгибающий момент;

a — плечо изгиба;

$W = (t - 0{,}5d)^2 \frac{b_2 z}{6}$ — момент сопротивления сечения.

Действительное напряжение изгиба в хвосте будет меньше расчетного из-за реакции между плоскостями хвостов, плотно пригнанных друг к другу.

Напряжение среза в заклепках

$$\sigma_{ср} = \frac{C_л}{2z} \frac{4}{\pi d^2} = \frac{2C_л}{\pi d^2 z},$$

где $C_л$ — центробежная сила лопатки с хвостом;

d — диаметр заклепки;

$2z$ — число мест среза двух полузаклепок.

Напряжение смятия между заклепкой и хвостом

$$\sigma'_{см} = \frac{C_л}{d b_2 z}.$$

Напряжение смятия между заклепкой и ободом диска

$$\sigma_{см} = \frac{C_л}{d\,(b_3 - z b_2)}.$$

Растягивающее напряжение в сечении $x—y$ обода диска

$$\sigma_{р.\,д} = \frac{z_л C_л + k C_{об}}{(2\pi r_2 - i d)\,(b_3 - z b_2)},$$

где $kC_{об}$ — центробежная сила части обода над сечением $x—y$ с коэффициентом разгрузки $\left(k = \frac{2}{3}\right)$;

$i = z_2$ — число заклепок в одном ряду по окружности колеса.

Расчет грибовидного хвоста лопатки. В данной конструкции (фиг. 167) предусматриваются буртики, препятствующие раскрытию хвоста. На опорных площадках с каждой стороны хвостового соединения лопаток с диском возникают опорные реакции $\frac{C_л}{2}$, приложенные посредине площадок DG, от действия центробежной силы $C_л = \sum C + C_x$.

Здесь ΣC — центробежная сила профильной части лопаток и бандажей;

C_x — центробежная сила хвоста.

Изгибающий с каждой стороны вилку момент создает опорные реакции P в заплечиках. Для определения реакции P применяется

теорема Кастильяно, при этом для упрощения пренебрегаем переменностью моментов инерции сечений участков хвоста, в результате чего получаем [63]

$$P = \frac{3}{h_2^3}\left[\frac{\mu C_л}{6}(h_2^3 - h_1^3) + \frac{C_л}{4}(h_2^2 - h_1^2)(a - \mu h_1)\right],$$

где $\mu\frac{C_л}{2}$ — сила трения, возникающая на опорных поверхностях;

$\mu = 0{,}4$ — коэффициент трения.

Изгибающее напряжение в наиболее напряженном сечении $X—X$ хвоста

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W},$$

где $M_и = \frac{C_л}{2}a - Ph_1$ — изгибающий момент;

$W = \frac{\pi r_2 m^2}{3z}$ — момент сопротивления.

Растягивающее напряжение в сечении $X—X$

$$\sigma_p = \frac{C_л - C_x'}{4\pi r_2 m} z_2,$$

Фиг. 167. Грибовидный хвост рабочей лопатки.

где C_x' — центробежная сила части хвоста над сечением $X—X$.

Суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_и.$$

Напряжение среза хвоста в сечении GK

$$\sigma_{ср} = \frac{C_л z_2}{4\pi(r_2 - 0{,}5h_1)h_1}.$$

Растягивающее напряжение в сечении BC обода диска

$$\sigma_p = \frac{z_2 C_л + \frac{2}{3}C_{об}}{2\pi r_1 e},$$

где $C_{об}$ — центробежная сила обода, органиченная радиусами r_1 и r_3.

Напряжение среза в сечении DE обода

$$\sigma_{ср} = \frac{z_2 C_л + \frac{2}{3}C_{об}'}{2\pi(r_3^2 - r_2^2)},$$

где $C_{об}'$ — центробежная сила двух колец сечением $DEFG$.

Напряжение среза в сечении CH обода

$$\sigma_{см} = \frac{Pz_2}{2\pi r_1 n}.$$

Напряжение смятия на поверхностях DG

$$\sigma_{см} = \frac{z_2 C_л}{4\pi r_2 b}.$$

§ 43. ВИБРАЦИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Основные понятия из теории колебаний

Движения, при которых точка тела по истечении некоторого времени проходит по одному и тому же пути в противоположных направлениях, называются колебательными.

Если данная точка неопределенное число раз повторяет свое движение через равные промежутки времени, то колебательное движение называется периодическим.

Всякое сложное колебательное движение по виду траекторий движения точки и характеру самого движения рассматривается как сумма более простых гармонических колебаний.

Основными величинами, характеризующими колебания, являются частота, период колебаний и амплитуда.

Наибольшее отклонение x колеблющегося тела от среднего положения называется амплитудой колебаний. Время T в сек, в течение которого совершается полное колебание, называется периодом колебаний. Количество колебаний, совершаемое в 1 *сек*, называется частотой колебаний:

$$f = \frac{1}{T}\ гц. \qquad (187)$$

Во всяких колебаниях участвуют силы:

1. Возмущающие силы — периодические силы, вызывающие колебания.
2. Силы упругости — силы, поддерживающие колебания.
3. Силы, гасящие колебания, — силы сопротивления среды (силы внешнего затухания — воздух, пар и др.) и силы зависящие от вязкости материала (силы внутреннего затухания).

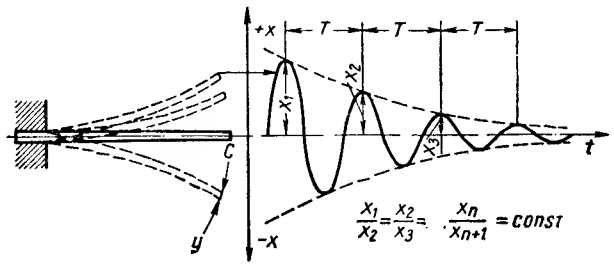
В зависимости от соотношения этих сил колебания могут затухать, быть установившимися или возрастать.

Если силы сопротивления среды и внутреннего трения в материале больше возмущающей силы, то будет происходить затухание колебаний, если соотношение этих сил обратное, то будет происходить раскачивание колебаний. При равенстве этих двух сил колебания будут происходить только под влиянием силы упругости.

Если какую-либо упругую систему вывести из положения равновесия и затем предоставить самой себе, то она будет под действием сил упругости и сил сопротивления среды и внутреннего трения в металле совершать свободные (собственные) колебания.

Частота этих колебаний является совершенно определенной для данного упругого тела (например, для данной лопатки), и величина ее зависит от геометрических размеров, характера крепления и упругих свойств материала.

Свободные (собственные) колебания являются затухающими (фиг. 168), в которых при постоянной частоте амплитуда уменьшается по закону геометрической прогрессии с некоторым постоянным коэффициентом. Другими словами, отношение двух соседних амплитуд есть величина постоянная:



Фиг. 168. График затухания колебаний.

$$\frac{x_1}{x_2}=\frac{x_2}{x_3}=\ldots=\frac{x_n}{x_{n+1}}=\text{const}.$$

Процесс затухания характеризует величина, которая называется декрементом затухания:

$$\gamma=\frac{1}{n-1}\ln\frac{x_1}{x_n}, \qquad (188)$$

где x_1, x_n — начальная и n-я амплитуда колебаний;
$n-1$ — число колебаний в интервале между выбранными амплитудами.

Декремент затухания γ характеризует действие демпфирующих сил, стремящихся погасить колебания: внутренних сил трения материала лопаток, сил трения в креплении лопаток (в хвостовых соединениях с ободом диска, в бандажных связях), а также сопротивления паровой среды, в которой происходит колебание лопаток. Декремент затухания является одной из основных величин, характеризующих надежность работы лопаток.

Если на упругую систему воздействует периодическая возмущающая сила, то в результате этого вне зависимости от собственной частоты колебаний возникнут вынужденные колебания, частота которых будет равна частоте возмущающей силы.

Амплитуда вынужденных колебаний определяется по уравнению

$$x=\frac{x_{cm}}{\sqrt{\left(1-\frac{f_в^2}{f_c^2}\right)+\frac{f_в^2}{f_c^2}\delta^2}}, \qquad (189)$$

где x — амплитуда вынужденных колебаний;
x_{cm} — прогиб под действием статической нагрузки, равной величине возмущающей силы;
$f_в$, f_c — соответственно частоты возмущающей силы и собственных колебаний системы;
$\delta=\frac{\gamma}{\pi}$ — коэффициент затухания колебаний.

Если принять статический прогиб упругой системы x_{cm} постоянной величиной, то величина x, найденная по уравнению, будет зависеть от $\frac{f_в}{f_c}$ и δ.

Для первоначального рассмотрения предположим, что $\delta=$ $=$ const, тогда по приближении частоты вынужденных колебаний $f_в$ к частоте собственных колебаний f_c, т. е. при $\frac{f_в}{f_c}\to 1$, знаменатель уравнения приближается к наименьшей величине для данного значения δ. При этом амплитуда вынужденных колебаний x становится намного больше статического прогиба x_{cm}.

Частота вынужденных колебаний, равная частоте собственных колебаний, называется резонансной частотой $\left(\frac{f_в}{f_c}=1\right)$.

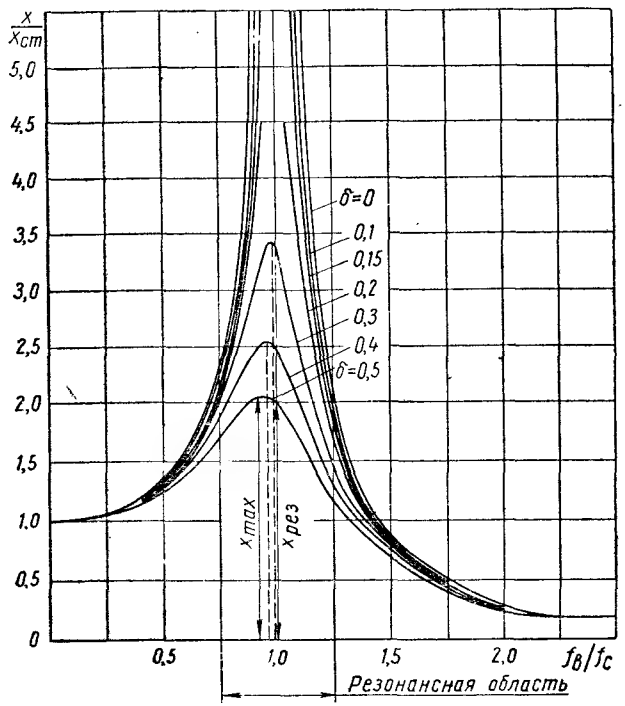
Как следует из фиг. 169, в определенной области $\frac{f_в}{f_c}=0{,}75\div$ $1{,}25$ резонансных частот, амплитуда колебаний имеет резонансное значение.

С возрастанием декремента затухания γ или же коэффициента затухания δ в соответствии с уравнением (189) амплитуда вынужденных колебаний даже при резонансных колебаниях резко уменьшается (фиг. 169). В коротких высокочастотных лопатках коэффициент затухания колебаний достигает значительной величины, а в длинных низкочастотных величина δ мала.

Следует отметить, что максимальное значение амплитуд x_{max} вынужденных колебаний достигается при меньшем отношении $\frac{f_в}{f_c}<1$, т. е. при частоте меньше резонансной. Частота колебаний, при которой амплитуда достигает максимума, называется критической.

В практике обычно считают, что критическая частота колебаний совпадает с резонансной. Такое допущение объясняется тем, что в коротких высокочастотных лопатках при относительно боль-

ших значениях δ, где большой точности в определении частот не требуется, существует наибольшая разница между критической и резонансной частотами. В длинных низкочастотных лопатках при малых значениях коэффициента затухания, где требуется значительная точность в измерении частот, резонансная частота почти совпадает с критической.



Фиг. 169. Кривые резонанса при различных коэффициентах затухания колебаний.

Анализируя кривые резонанса при различных коэффициентах затухания δ (фиг. 169), можно сделать выводы.

1. Амплитуда вынужденных колебаний достигает опасного значения в интервале отношения частот $\frac{f_в}{f_c} = 0{,}75 \div 1{,}25$ и наибольшего значения при резонансе $\frac{f_в}{f_c} = 1$ даже при малых величинах возмущающих сил.

2. На величину амплитуды колебаний в резонансном интервале частот $\frac{f_в}{f_c} = 0{,}75 \div 1{,}25$ существенно влияет коэффициент затухания колебаний δ, с увеличением значения которого амплитуда колебаний уменьшается.

3. При частотах, отдаленных от резонансной зоны, амплитуда колебаний мало зависит от сил сопротивления, т. е. коэффициента затуханий δ.

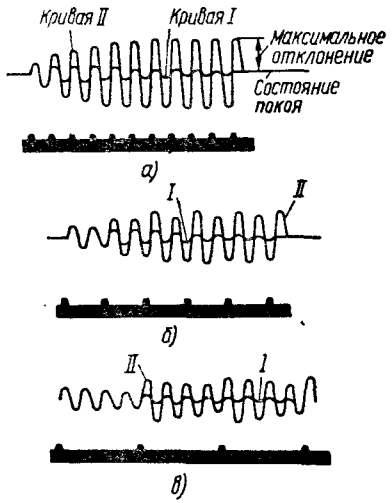
Конструкторы при проектировании колеблющихся систем (например, лопаток) идут двумя путями:

1) отстраивают частоты собственных колебаний таким образом, чтобы упругая система не работала в резонансной зоне;

2) увеличивают коэффициент затухания колебаний системы, чтобы в случае работы в резонансной зоне не было опасных амплитуд колебаний.

Резонансные колебания возникают не только тогда, когда частота возмущающей силы равна, но и тогда, когда она кратна частоте собственных колебаний упругой системы.

На фиг. 170 приведены осциллограммы свободных затухающих колебаний (кривая *I*) и вынужденных колебаний (кривая *II*). На фиг. 170, *а* частоты возмущающей силы и собственных колебаний совпадают. При этом наступает резонанс и амплитуда вынужденных колебаний резко возрастает до величины, определяемой коэффициентом затухания δ (фиг. 169).



Фиг. 170. Резонансные колебания лопаток под действием возмущающих сил.

На фиг. 170, *б* и *в* представлены осциллограммы, где частота возмущающей силы кратна частоте собственных колебаний:

$$f_c = kf_в, \qquad (190)$$

где $k = 2, 3 \ldots$.

Чем больше величина кратности k, тем больше вынужденные колебания затухают прежде, чем колеблющаяся система получает новый импульс, при этом величина максимальной амплитуды снижается.

Любая упругая система имеет несколько частот собственных колебаний, например, рабочие лопатки имеют различные частоты собственных колебаний в зависимости от направления колебаний (тангенциальные, крутильные, осевые), а также от формы прогиба при колебаниях (1-й тон, 2-й тон и др.). Таким образом, явление резонанса будет наступать каждый раз, когда частота одного какого-либо вида собственных колебаний совпадает или становится кратной частоте возмущающей силы.

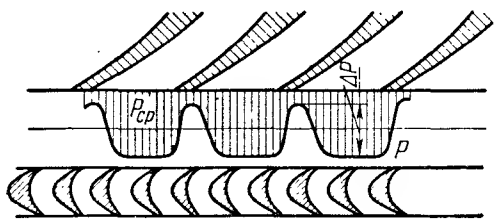
Силы, вызывающие колебания лопаток

Виды колебаний. Кроме постоянных сил, рассмотренных выше, на рабочие лопатки действуют небольшие, периодически действующие в различных направлениях силы. Они и являются возмущающими силами, вызывающими вибрацию лопаток. Возмущающие силы разделяются на две группы:

К I группе относятся силы, частоты возмущающих импульсов которых будут кратны ($k = 1, 2, 3 \ldots$) числу оборотов ротора турбины, т. е.

$$f_в = kn_{сек} \text{ гц}, \qquad (191)$$

где $n_{сек}$ — рабочее число оборотов ротора турбины в секунду. Возмущающие силы возникают из-за неточности изготовления диафрагм, парциального подвода пара к рабочим лопаткам, вибрации ротора и других причин.



Фиг. 171. Изменения усилия пара на рабочую лопатку турбины в зависимости от ее положения по отношению к соплу.

При плохой пригонке горизонтального разъема или нарушении плотности его по каким-либо причинам (например, при короблении цилиндра) повышается расход пара, а следовательно, и парового усилия на лопатки. Частота возмущающих импульсов в этом случае будет равна $2n_{сек}$.

Нарушения шага или выходного угла при установке сопловых лопаток, особенно при их заливке во время изготовления чугунных диафрагм, обусловливают изменения степени реактивности и расхода пара через отдельные каналы, а следовательно, изменения парового усилия на рабочих лопатках. При этом частота возмущающих сил выразится через

$$kn_{сек},$$

где $k = 1, 2, 3 \ldots$ — любое целое число.

При парциальном подводе пара к рабочим лопаткам в ступени происходит изгиб лопаток под действием давления паровой струи, выходящей из сопел. По выходе из-под действия паровой струи давление пара на рабочую лопатку прекращается, и она выпрямляется. В данном случае кратность $k = 1, 2, 3 \ldots$ при подсчете частоты возмущающих сил будет равна количеству сегментов сопел.

Местное изменение давления по окружности колеса может возникнуть при различии в шаге рабочих лопаток, неравномерности проходных сечений и по другим причинам.

Причиной, вызывающей вынужденные колебания лопаток, могут быть такие дефекты при изготовлении турбины, как неконцентричное расположение сопел по отношению к рабочим лопаткам. В этом случае рабочая лопатка при различных положениях испытывает различные давления пара (часть струи пара бьет то в бандаж, то в диск).

Из рассмотренных причин, вызывающих вынужденные колебания лопаток, которые являются далеко не исчерпывающими, следует, что определить количество нарушений k не представляется возможным. Известным остается только то, что частота вынужденных колебаний кратна рабочему числу оборотов ротора турбины.

Ко II группе возмущающих сил относятся силы, частота возмущающего импульса которых пропорциональна количеству сопловых лопаток:

$$f_в = zn_{сек} \text{ гц}, \qquad (192)$$

где z — количество сопловых лопаток в диафрагме данной ступени.

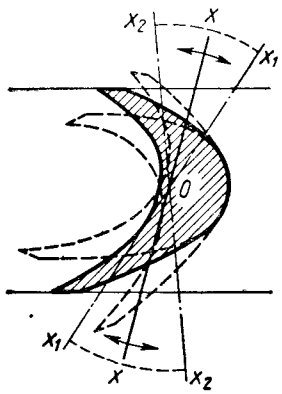
Эти импульсы возмущающих сил рабочая лопатка получает в результате периодического изменения скорости парового потока, а следовательно, и их усилия в зависимости от положения рабочей лопатки к соплу (фиг. 171).

Рассмотренные две группы возмущающих сил вызывают колебания рабочих лопаток в различных направлениях, т. е. рабочая лопатка совершает сложные колебательные движения. Для удобства рассмотрения сложные колебания лопаток разделяют на простые колебания по величине главной их составляющей. Таких колебаний существует три группы: тангенциальные аксиальные и крутильные.

Тангенциальными колебаниями называются колебания, происходящие вокруг главной минимальной оси инерции $X - X$ (см. фиг. 162, *б*). Эти колебания являются наиболее опасными, так как жесткость профиля относительно главной оси инерции $X - X$, проходящей через центр тяжести профиля, наименьшая (особенно в профиле активных лопаток), а возмущающая сила, определяемая главным направлением парового потока, в этом направлении наибольшая. Иногда говорят, что тангенциальные колебания происходят в плоскости диска. Это правильно только для активных лопаток, имеющих одинаковые входные β_1 и выходные β_2 углы, так как их главная ось инерции $X - X$ почти параллельна прямой линии, соединяющей входную и выходную кромки профиля. Для профиля реактивных лопаток отклонение направления колебания рабочих лопаток от плоскости диска будет довольно значительным.

Аксиальными колебаниями называются колебания, происходящие относительно максимальной оси инерции профиля $У - У$,

показаны на фиг. 162, *б*. Для активных лопаток направление этих колебаний совпадает или почти совпадает с плоскостью оси вала, а для профиля реактивных лопаток несовпадение будет значительным. Крутильными колебаниями называются колебания, при которых лопатки совершают угловые повороты вокруг оси, проходящей через середину сечения по всей длине лопаток (фиг. 172).

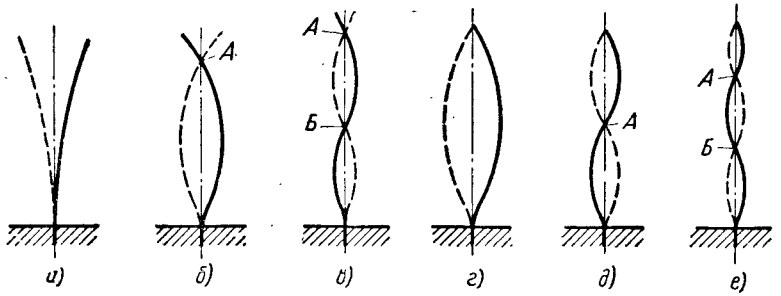


Фиг. 172. Крутильные колебания профиля лопатки.

Тангенциальные колебания одиночных лопаток и пакетов рабочих лопаток. Тангенциальные колебания одиночных лопаток рассматриваются двух групп: лопаток со свободной вершиной (фиг. 173, *а*, *б*, *в*) и лопаток при наличии опоры у вершины (фиг. 173, *г*, *д*, *е*).

В обоих случаях лопатки имеют ряд различных форм собственных колебаний с соответствующими частотами.

Если в жестко зажатой хвостовиком лопатке вызвать вынужденные колебания при помощи вибратора или электромагнита, то при изменении в широком интервале частоты можно обнаружить ряд резонансов. Постепенно повышая частоту возмущающей силы до величины, совпадающей с частотой собственных колебаний, будем наблюдать резкое возрастание амплитуды ко-



Фиг. 173. Резонансные колебания одиночных лопаток:

а, *б* и *в* — с подвижной вершиной; *г*, *д* и *е* — с неподвижной вершиной; *а* и *г* — I тон; *б* и *д* — II тон; *в* и *е* — III тон.

лебаний, при которой наступает резонанс. Беспрерывное поддерживание колебаний лопаток при этой частоте дает возможность свободно исследовать их форму. Формы резонансных колебаний лопаток различают по числу узловых точек (неподвижных зон), по их длине.

Наинизшей частоте лопатки с подвижной вершиной соответствует I тон колебаний без узловых точек с кривой прогиба, равной $^1/_4$ целой волны (фиг. 173, *а*).

При дальнейшем повышении частоты возмущающей силы наблюдается быстрое уменьшение амплитуды колебаний, которая постепенно становится почти равной нулю. Дальнейшее повышение частоты возмущающей силы вновь при определенном ее значении вызовет резонансные колебания, но уже другой формы с узловой точкой *А* (фиг. 173, *б*). Вид кривой прогиба соответствует $^3/_4$ целой волны — II тон колебаний. Зоны наибольших амплитуд располагаются у вершины и посредине между узловой точкой и местом закрепления лопатки в диске. При более высокой частоте собственных колебаний кривая прогиба соответствует $^4/_5$ волны (фиг. 173, *в*) и имеются две узловые точки — III тон и т. д.

Частоты собственных колебаний лопаток постоянного сечения I, II и III тонов относятся как

$$f_c' : f_c'' : f_c''' = 1 : 6{,}3 : 17{,}6.$$

Для лопаток переменного сечения соотношение между этими частотами будет другим.

При колебаниях лопатки с неподвижной вершиной формы колебаний различают также по количеству узловых точек по длине лопатки не считая опоры у вершины:

I-й тон (фиг. 173, *г*) — $^2/_4$ волны без узловых точек;
II тон (фиг. 173, *д*) — $^4/_4$ волны с одной узловой точкой;
III тон (фиг. 173, *е*) — $^6/_4$ волны с двумя узловыми точками.

В этом случае частоты резонансных колебаний лопатки постоянного профиля относятся как

$$f_c' : f_c'' : f_c''' = 1^* : 3{,}2 : 6{,}8.$$

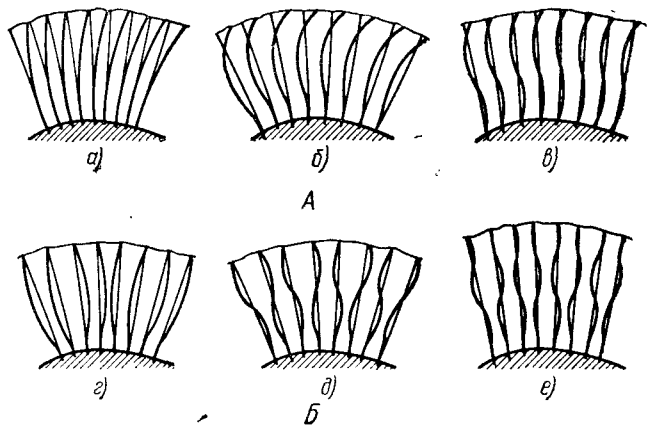
В реальных условиях наблюдается неустойчивость соотношений собственных частот колебаний в коротких лопатках, что объясняется большим влиянием качества заделки хвостовиков на частоту собственных колебаний. Добиться одинаковой абсолютно жесткой заделки хвостовиков лопатки в диске практически невозможно.

Рабочие лопатки ленточными и проволочными бандажами соединяются в пакеты. Вибрации пакета лопаток рассматриваются как колебания отдельной системы. В зависимости от вида и количества бандажных связей для данного пакета возможны различные формы собственных колебаний. Между тангенциальными колебаниями пакетов и отдельных лопаток имеется много общего. Колебания пакетов делятся так же, как и колебания отдельных лопаток, на две группы: колебания пакета лопаток с подвижными (фиг. 174, *а*, *б*, *в*) и неподвижными (фиг. 174, *г*, *д*, *е*) вершинами.

С повышением частоты собственных колебаний количество узловых точек увеличивается (увеличивается тон колебаний);

* Частоты колебаний I тона для случаев со свободной и неподвижной вершинами лопаток различны.

величины амплитуд и напряжений уменьшаются так же, как и при вибрации единичной лопатки. При колебаниях пакетов лопаток с подвижными вершинами происходит вибрация всех лопаток примерно с одинаковыми амплитудами в одной фазе.

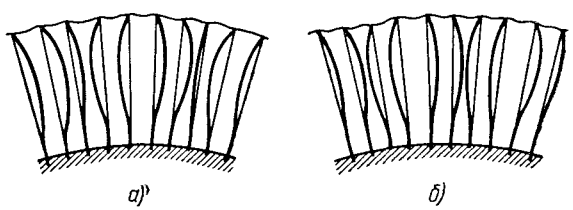


Фиг. 174. Резонансные колебания пакета лопаток:

А — с подвижными вершинами; *Б* — с неподвижными вершинами; *а* и *г* — I тон; *б*, *д* — II тон; *в*, *е* — III тон.

Колебания пакетов с неподвижными вершинами рабочих лопаток (внутрипакетные колебания) характерны для пакетной связи одним ленточным бандажом.

Однако очевидно, что наличие нескольких бандажных связей не исключает этого вида колебаний.



Фиг. 175. Виды внутрипакетных колебаний лопаток I тона:

а — симметричные колебания отдельных групп лопаток; *б* — симметричные колебания лопаток, равноудаленных от середины пакета.

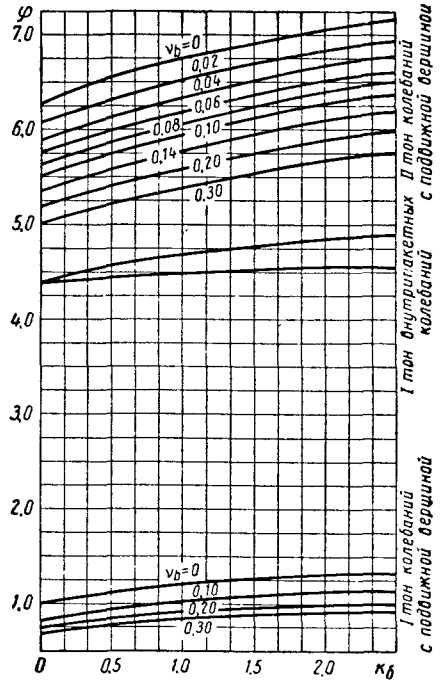
Отличие от вибрации пакетов лопаток с подвижными вершинами при колебаниях с неподвижными вершинами состоит в том, что один и тот же тон колебаний имеет несколько видов колебаний, различающихся формами колебаний каждой лопатки в пакете. Если в пакете z лопаток, то существует $z - 1$ различных форм колебаний. Все формы колебаний пакетов с неподвижными вершинами можно разделить на две группы по характеру их колебаний:

1. Половина лопаток в пакете колеблется симметрично относительно другой половины (фиг. 175, *а*);

2. Равноудаленные от середины пакета лопатки совершают симметричные колебания (фиг. 175, *б*).

Бандажные связи повышают жесткость системы и частоту собственных колебаний, в то время как влияние массы бандажа снижает эту частоту.

В длинных лопатках, имеющих массу, значительно превышающую массу бандажа при жестком выполнении бандажного крепления, частота колебаний в пакете будет выше частоты колебаний одиночных лопаток. При недостаточно жестком креплении бандажа может быть обратное явление. Следует заметить, что масса бандажа в основном влияет на частоту колебаний лопаток с подвижными вершинами и почти не сказывается на частоте различных видов внутрипакетных колебаний.



Фиг. 176. Спектр частот колебаний пакета лопаток.

На фиг. 176 представлен спектр частот колебаний пакета лопаток в зависимости от отношения

$$\nu_б = \frac{\text{масса шага бандажа}}{\text{масса одной лопатки}},$$

а также коэффициента $k_б$, характеризующего повышение жесткости системы под влиянием бандажа.

Коэффициент $k_б$ зависит от жесткости лопаток, бандажа и шага.

По вертикальной оси отложено отношение частоты колебаний определенного вида пакета лопаток к частоте I тона с подвижной вершиной одиночной лопатки $\frac{f_n}{f_1} = \varphi$.

Из рассмотрения спектра частот (фиг. 176) следует, что колебания различных видов располагаются в определенном порядке.

Наинизшая частота соответствует I тону колебаний пакетов с подвижными вершинами $^1/_4$ волны) (фиг. 174, *а*).

Внутрипакетные колебания *I* тона с неподвижными вершинами ($^2/_4$ волны) (фиг. 174, *г*) лежат в интервале частот

$$f_п = \varphi f_л = (4{,}4 \div 4{,}9)\, f_л.$$

В зоне частот $f_п = \varphi f_л = (5 \div 7{,}2)\, f_л$ располагаются колебания пакетов II тона с подвижными вершинами ($^3/_4$ волны) (фиг. 174, *б*).

Остальные виды колебаний располагаются в спектре при больших величинах частот (не показано на фиг. 176), и все они находятся в зависимости от частоты I тона колебаний одиночной лопатки $f_п = \varphi\, f_л$.

Оценка опасности различных видов колебаний лопаток

Динамические напряжения, возникающие в лопатках при резонансных колебаниях, очень опасны для работы турбины. Они вызываются незначительной возмущающей силой, составляющей лишь малую долю полного давления на лопатку, и тем не менее во много раз превышают статические напряжения.

Зависимость динамических напряжений от различных видов колебаний в корневом сечении лопатки и эпюры моментов приведены в табл. 46. Здесь приведены не абсолютные, а относительные значения динамических напряжений по отношению к динамическим напряжениям при колебании лопаток I тона со свободной вершиной, принятые за единицу. Из табл. 46 следует, что с повышением частоты (тона) колебаний относительные динамические напряжения резко снижаются.

Наиболее опасными колебаниями, таким образом, являются: I тон колебаний лопаток с подвижными вершинами, I тон с неподвижными вершинами и затем II тона с подвижными и неподвижными вершинами. Самым опасным видом колебаний является I тон с подвижными вершинами, так как напряжения при этих колебаниях значительно превосходят напряжения при всех остальных видах колебаний. Отстройка от резонанса этого вида колебаний является основной задачей.

Частота колебаний вращающейся лопатки (динамическая частота). Как отмечено ранее, частота собственных колебаний лопатки $f_{ст}$ определяется величиной сил упругости *y*.

При вращении ротора турбины на колеблющуюся лопатку дополнительно действует центробежная сила массы лопатки, которая так же, как и силы упругости, стремится вернуть лопатку в среднее положение, т. е. выпрямить изогнутую ось лопатки. Поэтому от действия центробежных сил жесткость лопатки повышается и динамическая частота (частота вращающейся лопатки) становится выше статической и может быть определена по формуле

$$f_{дин} = \sqrt{f_{ст}^2 + f_ц^2}, \qquad (193)$$

где $f_{ст}$ — статическая частота колебаний;

$f_ц^2 = Bn_{сек}^2$ — частота колебаний лопатки (не обладающей силами упругости, но находящейся под воздействием центробежной силы), пропорциональна числу оборотов ротора в секунду.

Таблица 46

Характеристика различных форм колебаний единичной лопатки

Форма кривой прогиба	Относительные напряжения в хвостовом сечении лопатки	$\frac{\sigma_{дин}}{\sigma_и}$	Форма кривой прогиба	Относительные напряжения в хвостовом сечении лопатки	$\frac{\sigma_{дин}}{\sigma_и}$
	1,0000	139,5		0,2520	145,6
	0,0890	12,4		0,0075	4,18
	0,0186	2,585		0,0144	8,03

Скоростной коэффициент *B*, учитывающий влияние центробежной силы, зависит от закона изменения профиля по высоте лопатки и вида колебаний (от кривой прогиба) и подсчитывается по эмпирическим формулам. Например, для I тона колебаний лопаток с подвижными вершинами коэффициент *B* может быть подсчитан по формулам:

а) для лопаток постоянного сечения

$$B = 0{,}8\,\frac{D_c}{l} - 0{,}85;$$

б) для лопаток переменного сечения

$$B = 0{,}72\,\frac{D_c}{l} - 1,$$

где $\frac{D_c}{l}$ — отношение среднего диаметра облопачивания к длине лопатки.

В лаборатории могут быть экспериментальным путем определены динамическая и статическая частоты, после чего коэффициент B подсчитывается по уравнению

$$f_{дин} = \sqrt{f_{ст}^2 + Bn_{сек}^2}. \qquad (194)$$

Анализируя уравнение (194), можно сделать заключение, что с повышением частоты колебаний $f_{ст}$ влияние центробежной силы $Bn_{сек}^2$ уменьшается. Поэтому при высокочастотных колебаниях с влиянием центробежной силы можно не считаться.

Условия отстройки от резонанса

Условия надежной отстройки от резонанса при различных кратностях тангенциальных колебаний I тона. Для длинных низкочастотных лопаток последних ступеней конденсационных турбин наиболее опасным является I тон колебаний со свободными вершинами при частоте вынужденных динамических колебаний, кратных числу оборотов:

$$f_{дин} = kn_{сек}, \qquad (195)$$

где $k = 1, 2, 3 \ldots$ (k — целое число). Как показали систематизация и анализ аварий рабочих лопаток последних ступеней, зона опасной кратности лежит в пределах $k = 1 \div 6$. В стационарных турбинах рабочее число оборотов обычно 3000 *об/мин* ($n_{сек} = 50$ *об/сек*), поэтому опасными частотами являются $1n$; $2n$; $3n$; $4n$; $5n$; $6n$, т. е. 50, 100, 150, 200, 250, 300 *гц*.

Для обеспечения надежной работы низкочастотных лопаток необходимо, чтобы частота динамических резонансных колебаний лежала в зоне выше седьмой кратности $k \geqslant 7$, т. е. чтобы $f_{дин} \geqslant 350$ *гц* при $n = 3000$ *об/мин*, тогда работа лопаток допускается при резонансных частотах.

При частотах длинных лопаток, лежащих в зоне опасных кратностей колебаний $k = 1 \div 6$, необходимо, чтобы резонансное число оборотов не совпадало с рабочим числом оборотов. Резонансное число оборотов, которое называется критическим (не следует путать с критическим числом оборотов вала), может быть определено, если приравнять уравнения (194) и (195) и решить их относительно $n_{рез}$:

$$f_{дин} = kn_{рез} = \sqrt{f_{ст}^2 + Bn_{рез}^2}; \qquad (196)$$

$$n_{рез} = \frac{f_{ст}^2}{\sqrt{k^2 - B}}.$$

По нормам, установленным для турбин с постоянным рабочим числом оборотов, величина запаса от резонанса I тона тангенциальных колебаний $\pm\Delta n = \frac{n_{раб} - n_{рез}}{n_{раб}}$ должна составлять не менее:

15% для 2-й кратности;
8% для 3-й кратности;
6% для 4-й кратности;
5% для 5-й кратности;
4% для 6-й кратности.

При выборе величины запаса от резонанса учитывалось, что опасная вибрация возникает не с математической точностью на резонансной частоте, а может иметь опасные значения амплитуд в определенном интервале отношений частоты колебаний к рабочей частоте, показанных на фиг. 169.

Интервалы между резонансными частотами шире при малых кратностях, чем при больших. Поэтому при назначении пределов запаса от резонанса для лопаток с низкой частотой колебаний они устанавливались бо́льшими, чем для лопаток с более высокой частотой.

Кроме того, учтены изменения числа оборотов ротора в пределах степени неравномерности систем регулирования турбин, которые имеют место при эксплуатации турбины. Указанные изменения приводят к изменению частоты возмущающего импульса.

Условия надежной отстройки от резонанса высокочастотных колебаний лопаток. В практике эксплуатации паровых турбин почти не встречаются аварии высокочастотных лопаток от резонанса с частотой вида $kn_{сек}$. Это объясняется тем, что в них кратность колебаний $k > 7$. Не следует забывать, что чем больше k, тем в большей степени происходит затухание колебаний прежде, чем на лопатку воздействует новый импульс возмущающей силы. К тому же отстроить высокочастотные лопатки от резонанса с частотой типа $kn_{сек}$ невозможно.

Поясним это положение на примере. Предположим, что частота свободных колебаний лопаток $f_{ст} = f_{дин} = 500$ *гц*. В высокочастотных лопатках влияние центробежной силы массы лопатки, как указывалось ранее, по уравнению (194) мало, и с ним можно не считаться. При $n_{сек} = 50$ *об/сек*

$$k = \frac{f_{ст}}{n_{сек}} = \frac{500}{50} = 10.$$

Соседние резонансные частоты

$$f_{ст} = kn_{сек} = 9 \cdot 50 = 450 \text{ гц};$$
$$f_{ст} = kn_{сек} = 11 \cdot 50 = 550 \text{ гц}.$$

Разница между резонансными частотами $\pm 10\%$.

Для высокочастотных лопаток разброс частот отдельных лопаток на диске может быть до 8—10%, так как в данном случае

большое влияние оказывает жесткость крепления отдельных лопаток к диску. Следовательно, всегда будут лопатки, работающие в условиях резонанса, причем с ростом частоты собственных колебаний число таких лопаток увеличивается. Амплитуда колебаний таких лопаток невелика, так как значительна величина коэффициента (или декремента) затухания (см. фиг. 169); возрастает коэффициент кратности k, поэтому даже при резонансных колебаниях работа высокочастотных лопаток будет безопасна.

Опасными высокочастотные колебания являются при совпадении частоты собственных колебаний с частотой импульсов от сопел (см. фиг. 171) т. е.

$$f_{пак} = f_в = n_{сек} z,$$

где z — количество сопел (сопловых лопаток).

При парциальном подводе пара z принимается фиктивное, такое, которое было бы при полном подводе пара к рабочим лопаткам.

Из спектра частот, показанных на фиг. 176, следует, что частота колебаний I тона с неподвижными вершинами ($^2/_4$ волны) лежит в интервале $(4{,}4 \div 4{,}9)\, f_л$, а частота колебаний II тона с подвижными вершинами ($^3/_4$ волны) — в интервале $(5 \div 7{,}2)\, f_л$. Указанные колебания являются наиболее опасными с точки зрения величин динамических напряжений в лопатках.

Поэтому при отстройке от резонанса с импульсами сопел требуется, чтобы выполнялось условие

$$4{,}4 f_л < n_{сек} z > 7{,}2 f_л$$

или с запасом

$$4 f_л < n_{сек} z > 8 f_л.$$

Нежелательна работа рабочих лопаток при резонансных колебаниях с частотой (16—18) $f_л$ — частота III тона колебаний лопаток с подвижными вершинами ($^5/_4$ волны), т. е.

$$16 f_л < n_{сек} z > 18 f_л.$$

Отстройка от резонансных частот и от импульсов сопел облегчается тем, что при конструировании ступени известна частота возмущающей силы $n_{сек} z$, которую можно изменить, изменяя количество сопел. Кроме того, отдельным видам колебаний отвечает вполне определенная зависимость частоты пакета от частоты колебаний одиночной лопатки (фиг. 176) $f_{пак} = \varphi f_л$ *см.*

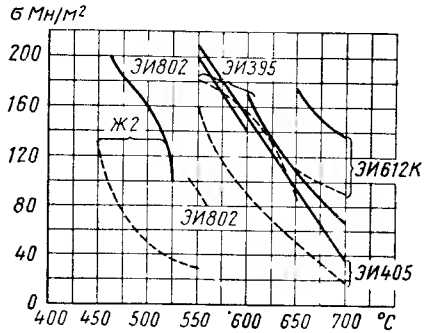
Таким образом, измерив величину $f_л$ можно легко определить частоту пакетов при различных видах колебаний.

Каждому виду колебаний соответствует вполне определенная кривая прогиба лопаток, это позволяет найти места максимальных изгибов лопаток и исключить их соответствующим расположением бандажных связей.

§ 44. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА

В паровых турбинах имеется две группы лопаток: 1) рабочие лопатки; 2) сопловые лопатки. Количество их в современных турбинах достигает нескольких тысяч штук.

Рабочие лопатки по сравнению с сопловыми работают в более напряженном состоянии, поэтому при выборе материалов для изготовления лопаток ориентируются на условии работы рабочих лопаток и такой же материал применяют для сопловых лопаток. Условия работы лопаток приводят к следующим основным требованиям, предъявляемым к материалу для рабочих и сопловых лопаток: 1) высокие показатели прочности при рабочей температуре лопаток;



Фиг. 177. Длительная прочность (за 100 000 *ч*) и ползучесть лопаток из различных сталей (1% от 100 000 *ч* работы):

——— предел длительной прочности;
— — — — предел ползучести.

2) высокие показатели пластичности, необходимые для равномерного перераспределения напряжений по всей площади поперечного сечения лопатки;

3) стабильность структуры, обеспечивающая неизменность механических свойств во время эксплуатации;

4) высокая коррозионная стойкость при действии перегретого и влажного пара, а также кислорода воздуха;

5) сопротивление эрозионному разрушению;

6) хорошие технологические свойства, позволяющие применять относительно дешевые методы обработки лопаток (в первую очередь обработку резанием), обеспечивающие точное выполнение размеров профиля и высокую чистоту поверхности.

Рабочие и сопловые лопатки работают в зависимости от начальных параметров пара и их местоположения в турбине при различных температурах.

В табл. 47 приведена предельная температурная область применения различных марок сталей для лопаточного аппарата турбин. В табл. 48 и 49 приведены химический состав и механические свойства сталей для лопаточного аппарата паровых турбин.

На фиг. 177 показаны изменения предела длительной прочности (за 100 000 *ч*) и предела ползучести (1% за 100 000 *ч*) различных сталей, применяемых для лопаточного аппарата турбин.

Приемка материалов для изготовления лопаток осуществляется по химическому составу и механическим свойствам (см. табл. 48,

Таблица 47

Температурная область применения сталей для рабочих лопаток, замков и бандажей

Марка стали		Верхний предел рекомендуемой температуры применения в °С	Классификация стали	Области применения
Индекс	Буквенное обозначение			
—	1Х13 (ЭЖ-1, Ж-1)	450	Мартенситная	Лопатки, бандажи и скрепляющая проволока
—	2Х13 (ЭЖ-2, Ж-2)	450	»	Лопатки
—	15Х11МФ	550	»	»
ЭИ802	15Х12ВМФ	580	Мартенситно-ферритная	»
ЭИ612	Х15Н35В3Т	650	Аустенитная	»
ЭИ123	2Х14Н14В2С2Т	600	»	Лопатки, заклепки для лопаток
ЭИ405	Х16Н13М2Б	600	»	Лопатки

Таблица 48

Химический состав сталей, применяемых для рабочих лопаток, замков и бандажей

Марка стали	Содержание элементов в %					
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
1Х13	0,09—0,15	⩽0,6	⩽0,6	12—14	⩽0,6	—
2Х13	0,16—0,24	⩽0,6	⩽0,6	12—14	⩽0,6	—
15Х11МФ	0,11—0,18	⩽0,5	⩽0,6	10—11,5	⩽0,6	0,5—0,7
ЭИ802	0,12—0,18	⩽0,4	0,5—0,9	11—13	0,4—0,8	0,5—0,7
ЭИ612	⩽0,12	⩽0,5	1,0—2,0	14—16	34—38	—
ЭИ123	0,15—0,25	1,7—2,3	0,4—0,8	14—16	12—14	—
ЭИ405	⩽0,12	0,8—1,0	⩽0,5	16—17	12,5—14,5	1,5—2,0

V	W	Ti	Nb	S	P
				не более	
—	—	—	—	0,03	0,035
—	—	—	—	0,03	0,035
0,25—0,40	—	—	—	0,025	0,03
0,15—0,30	0,7—1,1	—	—	0,03	0,03
—	2,8—3,5	1,1—1,5	—	0,02	0,02
—	1,8—2,2	0,5—1,5	—	0,03	0,03
—	—	—	0,8—1,2	0,03	0,03

Таблица 49

Механические свойства сталей, применяемых для рабочих лопаток, замков и бандажей

Марки стали	Механические свойства при 20° С (не менее)					Длительные прочностные свойства		
	$\sigma_{0,2}$ в *Мн/м²*	σ_B в *Мн/м²*	δ_5 в %	ψ в %	a_k в *кдж/м²*	Температура металла в *град*	$\sigma_{д.п}$ в *Мн/м²*	$\sigma_п$ в *Мн/м²*
1Х13	441,3	617,8	20	60	785	400	~245	118
						450	~216	98
2Х13	490,3	686,5	18	60	686	400	~245	127
						450	~255	118
15Х11МФ	490,3	686,5	16	55	588	550	127	88
						550	216	98
ЭИ802	735,5	872,8	15	58	883	565	196	78
						580	157	69
ЭИ612	392,3	735,5	15	35	588	650	157	127
ЭИ123	245,2	539,4	40	60	785	600	118	73,6
ЭИ405	235,4	539,4	40	50	785	600	147	88

Примечания: 1. Длительные прочностные свойства приведены для сталей, имеющей механические свойства (при 20° С) в пределах, устанавливаемых техническими условиями.

2. Предел длительной прочности $\sigma_{дп}$ приведен для 100 000 *ч* (гладкие образцы).

3. Предел ползучести $\sigma_п$ приведен для деформации, равной 1% за 100 000 *ч*.

49), на образцах, взятых из данной партии металла. Отдельные штанги и заготовки материала проверяются на наличие волосовин и шлаковых включений, располагающихся главным образом в центральной части. Для магнитных сталей проверка производится методом магнитной дефектоскопии (магнофлокс), для немагнитных аустенитных сталей — сильными реактивами (например, царской водкой). Металл с волосовинами в производство не допускается. После изготовления лопатки теми же методами проверяются на наличие в них волосовин. Кроме того, готовые лопатки подвергаются капельной пробе 10%-ным водным раствором азотной кислоты для выявления лопаток, случайно изготовленных из простых нелегированных сталей. Поверхность нержавеющей стали при нанесении капли реактива не изменяется, а поверхность простых сталей становится матовой и темнеет.

Все стали, приведенные в этих таблицах, являются нержавеющими сталями. Коррозионная стойкость нержавеющих хромистых сталей (Cr = 10÷17,5%) при прочих равных условиях тем выше, чем меньше содержание углерода. Сталь 1Х13 обладает бо́льшей коррозионной стойкостью, чем сталь 2Х13.

Сопротивление эрозионному разрушению любой из приведенных сталей невысокое, поэтому выходные кромки лопаток (при-

мерно верхняя треть на высоте ступеней, работающих в области влажного пара) упрочняются любым из рассмотренных ранее способов, кроме того, на диафрагмах применяются влагоуловители.

Сталь 1Х13 применяется в виде горячекатаных и кованых заготовок для лопаток и заклепок, холодно- и горячекатаных листов и полос для бандажей лопаток, скрепляющей проволоки.

Сталь 2Х13 для лопаток паровых турбин применяется в виде горячекатаных и кованых заготовок. Стали 1Х13 и 2Х13 по техническим условиям выплавляются только в электропечах, ее температура плавления 1510—1530° С. Критические точки стали 1Х13 при нагревании: A_{c_1} — 730°, A_{c_3} — 850°, а при охлаждении A_{r_1} — 700° и A_{r_3} — 820° С.

Термическая обработка сталей 1Х13 и 2Х13:

1. Закалка при температуре 1030—1050° С с охлаждением для малых заготовок на воздухе, а при больших в масле;

2) Отпуск при 730—750° С с охлаждением на воздухе.

Обе марки стали принадлежат к мартенситному структурному классу и способны закаливаться при охлаждении с высоких температур на воздухе. В состоянии отжига или высокого отпуска стали обладают высокой пластичностью, допуская глубокую вытяжку и другие виды холодной штамповки, а также холодную прокатку. Сталь 1Х13 сваривается газовой и дуговой сваркой, а сталь 2Х13 с подогревом. После сварки необходим отпуск при температуре 760—780° С с медленным охлаждением.

Указанные стали подвержены отпускной хрупкости; при температурах отпуска 400—450° С в них наблюдается значительное падение ударной вязкости, и поэтому они применяются в состоянии термического улучшения, включающего отпуск выше 600° С. Возможно азотирование этих сталей на глубину $\leqslant 0{,}2$ *мм*, при этом достигается твердость азотированного слоя $\leqslant 56$ *HRC*. Показатели прочности сталей 1Х13 и 2Х13, определенные при испытаниях на кратковременный разрыв, с повышением температуры (фиг. 178) до 300—350° С снижаются медленно, а в интервале температур от 350 до 600° С σ_B и σ_s снижаются по круто падающим кривым.

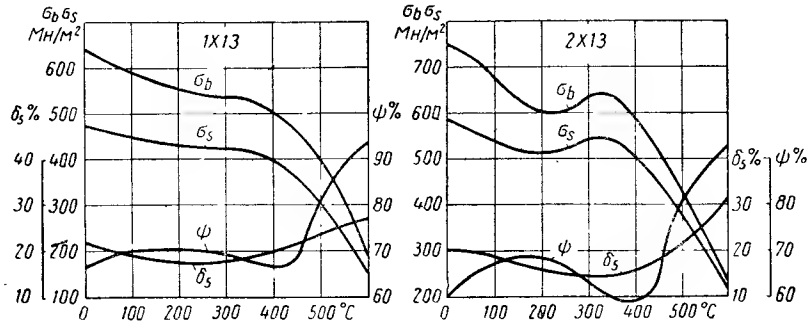
Показатели пластичности с повышением температуры, наоборот, быстро повышаются и особенно возрастает относительное сужение. Ударная вязкость этих сталей остается достаточно высокой и, достигает значения $a_к = 1{,}86 - 1{,}96$ *Мдж/м²* (18—20 *кгм/см²*) (в табл. 49 даны минимальные значения $a_к$).

На фиг. 179 даны кривые изменения предела выносливости сталей 1Х13 и 2Х13 в зависимости от повышения температуры. Вибрационные испытания определения предела выносливости для стали 1Х13 выполнены непосредственно на лопатках, а для стали 2Х13 — на цилиндрических образцах.

Важной характеристикой работоспособности металла в условиях повторно-переменных или знакопеременных нагрузок при

воздействии циклически повторяющихся нагрузок является ц и к л и ч е с к а я вязкость — способность металла поглощать энергию в необратимой форме без разрушения.

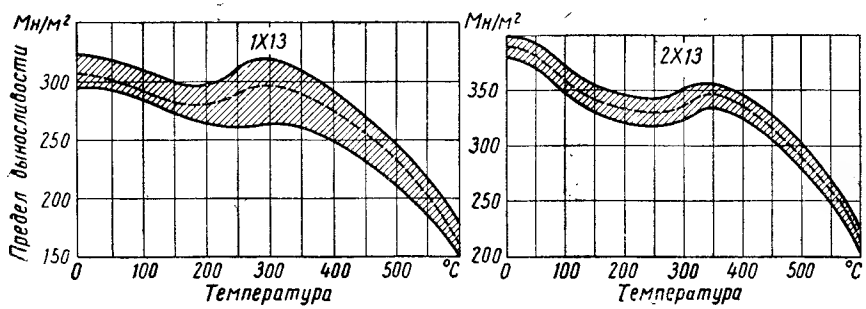
С одинаковыми пределами выносливости более высокой работоспособностью при переменных нагрузках будет обладать тот металл, циклическая вязкость которого будет выше.



Фиг. 178. Изменение прочности и пластичности сталей 1Х13 и 2Х13 с повышением температуры.

Для изготовления турбинных лопаток сталь 15Х11МФ поставляется в виде полуфабриката — горячекатаных и кованых заготовок.

Типовой термической обработкой для нее является закалка на воздухе с 1030—1100° С и отпуск при 700—750° С. Указанная



Фиг. 179. Пределы выносливости сталей 1Х13 и 2Х13 при температурах 20—600° С.

сталь удовлетворительно сваривается электродами КТИ-9 с предварительным подогревом до 350—400° С, при этом в зоне термического влияния сварки наблюдается некоторое разупрочнение ее. Для состояния закалки 1050° С и отпуска при 740° С; по данным ЛМЗ, сопротивление ползучести этой стали при температуре 550° С $\sigma_{1\,100\,000} = 88{,}3$ *Мн/м²* 9 *кг/мм²*). Длительные выдержки до 6000 *ч* в интервале температур 500—600° С не вносят существен-

ных изменений в значения $a_к$ при 20° С. Жаростойкость при длительном сроке службы обеспечивается до 600—650° С.

Мартенситно-ферритная сталь ЭИ802 (15Х12ВМФ) (количество свободного феррита достигает в ней 10—15%) применяется для турбинных лопаток до температуры 550—580° С, диафрагм — до 550—575° С, крепежных деталей — до 550—565° С, поковок дисков и турбинных роторов — до 550° С.

Типовая термическая обработка стали ЭИ802: 1. Отжиг при 830—850° С, закалка с 1050° С в масле, отпуск при 680—700° С; 2. Отжиг при 900—950° С, закалка с 1000° С в масле, отпуск при 680—700° С.

Эта сталь хорошо сваривается; возможна сварка ее с перлитными сталями. Видом поставляемого полуфабриката стали ЭИ802 для лопаток являются горячекатаные и кованые заготовки.

В условиях длительных выдержек при температурах 550 и 600° С сталь имеет достаточно стабильные свойства; при этом ударная вязкость снижается с ~0,69 до 0,39 *Мдж/м²* (с 7 до 4 *кГм/см²*).

По данным ЦКТИ сталь ЭИ802 имеет высокую длительную пластичность и мало чувствительна к концентрации напряжений при высоких температурах. Жаростойкость стали при длительном сроке службы — до 600—650° С.

Сталь ЭИ612 благодаря титану относится к термически улучшаемым материалам аустенитного класса. Типовая термическая обработка стали ЭИ612: 1) аустенизация при 1080—1100° С с охлаждением в воде, двойное старение (при 850—900° С — 10 *ч* и при 700—710° С—25—50 *ч*); 2) аустенизация при 1080—1100° С *ч* с охлаждением в воде, старение при 700° С в течение 25—50 *ч*.

Сталь ЭИ612 способна к интенсивному дисперсионному твердению, выражающемуся в значительном повышении твердости аустенизированной стали под влиянием длительных выдержек в интервале температур 650 –700° С. Предварительное старение в процессе термической обработки обеспечивает удовлетворительную стабилизацию свойств стали.

Сталь ЭИ612К отличается от стали ЭИ612 (таблицы 47—49) дополнительным содержанием Co = 3,5—4,5%, эта сталь применяется для лопаток турбин, работающих при температуре до 650—700° С.

Сталь ЭИ612К обладает удовлетворительной пластичностью в условиях длительного растяжения при 650—700° С. Допустимая рабочая деформация при длительном сроке службы составляет 1%. Жаростойкость при длительном сроке службы — до 800° С.

В турбинах больших мощностей предполагается лопатки последних ступеней изготовлять из сплавов на титановой основе, так как они имеют удельный вес 44,5 *кн/м³* (4,54 *г/см³*), почти в 2 раза меньший, чем сталь. Применение титановых сплавов (см. гл. I) увеличит высоту рабочих лопаток последних ступеней,

что повысит предельную мощность одновального агрегата. Сплавы на титановой основе имеют существенные недостатки, тормозящие их применение для лопаточного аппарата. Основными из них являются повышенная чувствительность к рискам и царапинам, вызывающим концентрацию напряжений, которые снижают усталостную прочность этого сплава. Кроме того, модуль упругости E титановых сплавов приблизительно вдвое меньше, чем у стали, что значительно снижает частоту собственных колебаний лопаток. Титановые сплавы очень дороги как при механической обработке, так и в заготовке.

Материалы для промежуточных тел, проволочных и ленточных бандажей и заклепок. Промежуточные тела при эксплуатации турбины не испытывают значительных напряжений, т. е. работают в сравнительно легких условиях. В современных турбинах промежуточные тела для избежания коррозионного разрушения изготовляются из стали 1Х13. Горячекатаные заготовки для промежуточных тел не должны иметь трещин, рванин, закатов, волосовин и других дефектов.

Бандажная лента и проволока обычно изготовляются из стали 1Х13, из горяче- или холоднокатаной ленты, листа или проволоки. Для заклепок крепления лопаток к дискам наиболее часто применяют хромистую нержавеющую сталь с пониженным содержанием углерода марки Ж1М. Для крепления тяжелонагруженных лопаток, работающих при температуре ⩾350° С, применяют для заклепок хромомолибденованадиевую сталь 25Х2МФА (ЭИ10) ГОСТ 4543-48.

Выбор допускаемых напряжений. Из рассмотрения § 43 следует, что при расчете рабочих лопаток точных данных о величине динамических напряжений, возникающих при колебаниях лопаток, не имеется. Практика отечественного стационарного турбостроения для активных турбин с диафрагмами рекомендует следующие нормы допускаемых напряжений изгиба лопаток под воздействием пара:

1. В ступенях с полным подводом пара $\sigma_{доп.\,изг} \leqslant 34{,}3$ *Мн/м²* (350 *кГ/см²*);

2. В ступенях с парциальным подводом пара $\sigma_{доп.\,изг} \leqslant$ $\leqslant 14{,}7$ *Мн/м²* (150 *кГ/см²*).

Под напряжениями парового изгиба обычно понимается суммарное напряжение изгибающих усилий от динамического действия паровой струи и перепада давления на рабочую лопатку.

В реактивных турбинах без диафрагм допускаемые напряжения изгиба будут другими.

Независимо от выбора допускаемых напряжений (после изготовления лопаток) обязательно производится проверка вибрационных характеристик, а в случае необходимости — отстройка от вибрации рабочих лопаток каждой ступени. Для лопаток, ра-

ботающих при умеренных и низких температурах, критериями прочности являются предел текучести $\sigma_{0,2t}$ и предел усталости σ_{-1} при соответствующей температуре.

Ввиду отсутствия в процессе проектирования данных о величине переменных возмущающих сил использование данных о пределе усталости применяемого материала для рабочих лопаток, затруднительно. Поэтому допускаемые напряжения получают не из диаграммы для асимметричного цикла, а задаются ими на основании экспериментальных данных.

Допускаемое напряжение от растяжения (с учетом установки) в зоне низких и умеренных температур выбирается так:

$$\sigma_{доп.\ раст} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s},$$

где $K_s = 1,7$.

В тяжелонагруженных лопатках последних супеней современных турбин, работающих при низких температурах (см. табл. 2), коэффициент запаса прочности при растяжении и изгибе находится в пределах $K_s = 1,52 \div 2,17$.

Таким образом, допускаемые напряжения для этих лопаток, изготовленных из стали 1Х13, $\sigma_s = 441,3$ *Мн/м*^{2} (4500 *кГ/см*^{2}) при $K_s = 1,56 \div 1,71$ равны $\sigma_{доп} = 283,3 \div 257,9$ *Мн/м*^{2} (2890—2630 *кГ/см*^{2}); для лопаток из сталей ЭИ802 и 15Х11МФ $\sigma_s = 686$ *Мн/м*^{2} (7000 *кГ/см*^{2}) при $K_s = 1,62 \div 1,63$ $\sigma_{доп} = 421,6 \div 424,5$ *Мн/м*^{2} (4300—4320 *кГ/см*^{2}); для лопаток из стали 2Х13 $\sigma_s = 490$ *Мн/м*^{2} (5000 *кГ/см*^{2}) при $K_s = 1,52—2,17$ $\sigma_{доп} = 321 \div 225$ *Мн/м*^{2} (3280—2300 *кГ/см*^{2}).

В зоне повышенных температур (выше 400° С), где интенсивно проявляется ползучесть металла, допускаемые напряжения растяжения определяются как минимальные из следующих трех условий:

$$\sigma_{доп.\ раст} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}; \qquad \sigma_{доп.\ раст} = \frac{\sigma_{д.\ п}}{K_{д.\ п}};$$

$$\sigma_{доп.\ раст} = \frac{\sigma_n}{K_n},$$

где

$$K_s = 2,0; \quad K_{д.\ п} = 2,0; \quad K_n = 1,3.$$

Напряжения от растяжения и изгиба в хвостах лопаток допускаются в тех же пределах, что и для профильной части лопаток, т. е. с коэффициентами запаса прочности $K_s = 2,0$; $K_{д.\ п} = 2,0$; $K_n = 1,3$.

Напряжения смятия на контактных поверхностях хвоста лопатки и обода диска могут быть допущены большими, т. е. с коэффициентами запаса прочности $K_s = 1,25$; $K_{д.\ п} = 1,25$; $K_n = 0,9$.

В шипах рабочих лопаток при расклепке возникает явление наклепа, увеличивающее жесткость металла, уменьшающее его

пластичность δ и ψ, к тому же возможности контроля корневого сечения шипа после расклепки весьма ограничены. Поэтому допускаемая величина напряжений разрыва в корневом сечении шипа принимается не более 24,5 *Мн/м*^{2} (250 *кГ/см*^{2}) и величина напряжения среза не выше 19,6 *Мн/м*^{2} (200 *кГ/см*^{2}). Напряжения изгиба в ленточных и проволочных бандажах допускаются исходя из коэффициентов запаса прочности $K_s = 2,0$; $K_{д.\ п} = 2,0$; $K_n = 1,3$.

Приведенные выше положения рассматривают так называемые номинальные напряжения. При резком изменении конфигурации лопаток в некоторых местах может возникнуть концентрация напряжений, связанная с перераспределением напряжений в зонах резкого изменения очертания лопатки. Отношение максимальных напряжений, вызванных их концентрацией к номинальным напряжениям в тех же точках детали, называется коэффициентом концентрации напряжений:

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ном}}.$$

Опасными зонами в рабочих лопатках в отношении концентрации напряжений являются переходная зона от активной (профильной) части к хвостовой части лопатки у лопаток, выполненных заодно с промежуточным телом и в отверстиях для проволочных связей. Исследования показывают, что при неправильном конструировании лопаток в этих местах местные напряжения могут превзойти номинальные в 3 раза и более.

Для уменьшения концентрации напряжений в опасных зонах необходимо переход от профильной части лопатки к хвостовой выполнять галтелью достаточно большого радиуса; края отверстий для проволоки должны быть тщательно закруглены; опасные зоны лопатки отдельно полируются для повышения чистоты поверхности, особенно в длинных тяжелонагруженных центробежными силами лопатках.

В лопатках, предназначенных для работы при высоких температурах выше 400° С, независимо от проверки допустимых напряжений по пределу текучести σ_s ($\sigma_{0,2}$) необходимо проверить величину пластических деформаций во времени, т. е. надо рассчитать лопатку на ползучесть (см. гл. II).

В последнее время наметилась тенденция повышения срока службы основных деталей турбины, в том числе и рабочих лопаток, с 100 000 *ч* до 200 000 *ч*. Следовательно, за этот срок службы пластическая деформация лопаток (под влиянием ползучести), работающих при высоких температурах, должна быть меньше радиального зазора между лопаткой и деталями статора турбины.

ГЛАВА IX

ВАЛЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

§ 45. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И УСЛОВИЯ РАБОТЫ ТУРБИННЫХ ВАЛОВ

Валы роторов активных турбин подразделяются на несколько типов: ступенчатые, с постоянным диаметром для посадки дисков, цельнокованые, комбинированные, у которых часть вала откована заодно с дисками, а другая часть выполнена ступенчатой формы.

В аксиальных турбинах реактивного типа применяют валы барабанного типа и комбинированные из барабанной и дисковых частей.

В радиальных турбинах реактивного типа применяют валы ступенчатые или комбинированные из цельнокованой и ступенчатой частей.

Ступенчатые валы роторов в местах посадок дисков имеют разные диаметры, которые последовательно изменяясь, образуют ряд ступеней. На каждую ступень насаживается один или два диска (см. фиг. 131, 132). Ступенчатость вала облегчает процесс насадки дисков в горячем состоянии на вал. При такой конструкции исключается заклинивание дисков на промежуточной шейке по длине вала в случае недостаточного нагрева диска, к тому же положение каждого из дисков на валу фиксируется торцовой поверхностью следующего выступа.

Осевая длина каждой ступеньки вала делается больше ширины ступицы диска на величину теплового расширения диска (на 0,15—0,30 *мм*), таким образом, при посадке дисков на вал автоматически получаются требуемые величины тепловых осевых зазоров между дисками. Ступенчатые валы обладают высокой прочностью, так как по своей форме они приближаются к телу равного сопротивления.

В целях упрощения технологии изготовления валы турбин малой мощности в местах посадки дисков выполняются гладкими одного диаметра, например в турбинах КТЗ мощностью до 12 000 *квт*. В этом случае фиксирование дисков в осевом направлении осуществляется с помощью колец, посаженных в соответствующие пазы на валу с обеих сторон ступицы диска (см. фиг. 130). Эти кольца при посадке разогреваются до такой температуры, при которой внутренний их диаметр становится больше диаметра вала на величину зазора, предотвращающего заклинивание кольца при его посадке в паз.

Одно из основных технических требований к валам и цельнокованым роторам состоит в том, что взаимное расположение поверхностей вала и его конструктивных элементов должно обеспечивать правильное положение ротора в статоре в пределах, обусловленных чертежом. Поэтому при конструировании цельнокованого и ступенчатого валов должны быть выбраны конструктивно-технологические базы, т. е. такие поверхности, которые определяют положение ротора в статоре турбины. От базовых поверхностей и следует проставлять все его размеры, тем самым будет облегчена обработка детали и обеспечена необходимая точность размеров.

Для вала ротора турбины обычно выбираются две базы, из которых одна для всех радиальных размеров, а другая — для осевых.

За радиальную технологическую базу выбираются центровые отверстия вала. За осевую базу принимают: для цельнокованых валов — торец первого диска со стороны впуска пара, а в валах с насадными дисками — буртик, в который упирается первое рабочее колесо при насадке.

Валы и цельнокованые роторы изготовляют с высокой степенью точности. Биение поверхностей (роторов) и их валов под насадку дисков и шеек для вкладышей подшипников не должно превышать 0,02 *мм*.

Диаметры шеек под насадку дисков выполняются по замерам с дисков по 1-му классу и чистотой поверхности опорных шеек ▽7—▽8, а всех остальных ▽6.

Передача крутящего момента от диска к валу осуществляется с помощью одной или двух диаметрально противоположно расположенных осевых шпонок. Отклонение от параллельности шпоночных пазов относительно оси вала допускается не более 0,05 *мм* по их длине, а непараллельность боковых сторон между собой не более 0,02 *мм*.

Несимметричность расположения шпоночных пазов относительно оси вала при двух диаметрально противоположных пазах допускается не более 0,05 *мм*.

Валы паровых турбин выполняются сплошными при малых размерах вала, с центральными осевыми отверстиями в цельнокованых роторах и в большинстве случаев в крупных валах. Центральное отверстие должно быть строго концентрично наружной поверхности вала, чтобы исключать смещения центра тяжести вала по отношению к его оси. Центральные отверстия в валах и цельнокованых роторах выполняются одного диаметра или ступенчатыми, а обычно двумя различными диаметрами.

В барабанных валах осевых реактивных турбин внутреннее отверстие выполняется фигурной формы с плавным переходом от одного диаметра к другому.

При получении центрального отверстия высверливается материал центральной части слитка, где обычно сосредоточена наихудшая структура материала и могут быть неметаллические включения. Кроме того, центральное отверстие дает возможность при помощи перископа осмотреть поверхность отверстия и выявить дефекты материала внутри вала. При обнаружении неметаллических включений, плен, раковин отверстие вала рассверливается на большой диаметр.

Следует отметить, что вес пустотелого вала значительно уменьшается при небольшом снижении сопротивления изгибу и кручению. Например, вес вала с отверстием, равным половине его диаметра, на 25% меньше сплошного, а его сопротивление изгибу всего на 6,3% меньше сопротивления изгибу сплошного вала.

Цельнокованые роторы и валы работают в условиях длительного воздействия температур. Величина температуры пара по мере его расширения меняется по длине вала. Наиболее высокая температура имеет место в первых ступенях; ее величина зависит от начальных параметров пара, а в последних ступенях конденсационных турбин и на шейках подшипников температура рабочей среды (пара и масла) 30—70° С.

При переменных тепловых режимах турбины: пусках, нагружениях, переменных режимах работы и остановах температура пара, омывающего ротор, изменяется по его длине по сравнению с расчетным (экономичным) режимом.

Ступенчатость вала и шпоночные пазы обусловливают наличие концентрации напряжений в местах перехода от одного диаметра к другому и вокруг шпоночных пазов.

Основными неполадками с валом при пуске, эксплуатации и останове турбины является искривление вала, которое может происходить по следующим причинам:

Неравномерное охлаждение неподвижного вала или барабана ротора после останова турбины, при этом нижняя часть вала охлаждается быстрее и вал выгибается кверху. По мере остывания искривление вала уменьшается, и при температурном равновесии между верхом и низом вал выравнивается.

Для того чтобы не было искривления вала по указанной причине, в современных паровых турбинах применяют валоповоротные устройства, которые работают длительное время при останове турбины, а при кратковременном останове, например на выходной день они вообще не выключаются (см. гл. X).

Искривление вала может быть также в остановленной турбине при протечке пара через регулирующие клапаны и т. д. В этом случае вал не может выпрямиться до тех пор, пока не будет устранена протечка пара. Если требуется пустить турбину с искривленным валом, то ротор необходимо вращать вхолостую при небольшом числе оборотов до тех пор, пока вал выпрямится так, чтобы турбина работала без вибрации.

Величина искривления неподвижного вала может быть и незначительной настолько, что при медленном вращении вала зазоры в уплотнениях не будут выбраны и не произойдет задевания вращающихся частей о неподвижные детали статора. Вследствие несовпадения центра тяжести ротора с осью вращения при повышении числа оборотов появляется центробежная сила неуравновешенной массы, вызывающая дополнительный прогиб вала и вибрацию его. В этом случае зазоры в уплотнениях выбираются и в них происходит задевание. В таких случаях скорость вращения снижается и турбина дополнительно прогревается на малых оборотах, после чего повторно повышают число оборотов. Искривление вала при задеваниях в концевых и диафрагменных уплотнениях также является причиной искривления вала (эта причина подробно рассмотрена в гл. V).

Искривление вала может возникнуть вследствие плохого качества материала.

При наличии остаточного прогиба вала производится его правка. Способы правки изогнутого вала подробно освещены в литературе по ремонту паровых турбин.

§ 46. РАСЧЕТ ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

На вал турбины действуют внешние усилия: 1) крутящий момент от передаваемой мощности; 2) силы веса частей ротора (вала, дисков втулок и т. д.), вызывающие изгиб вала; 3) осевое усилие, вызывающее растягивающие напряжения; 4) центробежная сила неуравновешенной массы ротора.

В соответствии с указанными действующими усилиями производят расчеты вала на прочность от совместного действия кручения, изгиба и растяжения (сжатия), находят прогибы вала, после чего определяют критическое число оборотов.

Касательное напряжение от скручивания вала

$$\tau = \frac{M_к}{2W}. \qquad (197)$$

Крутящий момент, входящий в уравнение (197), определяется по формуле

$$M_к = 97\,300\,\frac{N_i}{n}\ кг\cdot см;$$

$$M_к = 9542\,\frac{N_i}{n}\ н\cdot м,$$

где n — число оборотов в минуту;

N_i — индикаторная мощность в *квт*, развиваемая рабочими колесами, которые передают ее рассматриваемому сечению вала.

В многоцилиндровых турбинах при расчете сечений вала ц. с. д. или ц. н. д. учитывается мощность, развиваемая роторами предшествующих цилиндров. Величина крутящего момента постепенно увеличивается по длине вала от первых ступеней к последним и достигает наибольшего значения у муфты, соединяющей валы турбины и генератора.

Момент сопротивления, входящий в уравнение (197), определяется: для рассчитываемого сечения вала без центрального отверстия .

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \text{ см}^3$$

и для рассчитываемого сечения полого вала

$$W = \frac{\pi d^3}{32}\left[1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^4\right] \text{ см}^3,$$

где d — наружный диаметр вала в *см*;

d_0 — внутренний диаметр отверстия вала в *см*.

При определении W наличие внутренней расточки следует учитывать только для $\frac{d_0}{d} > 0{,}4$, так как при $\frac{d_0}{d} \leqslant 0{,}4$ получается $\left(\frac{d_0}{d}\right)^4 \leqslant 0{,}0256$, и тогда выражение в квадратных скобках в формуле будет близко к единице, т. е. наличие внутренней расточки не окажет существенного влияния на величину момента сопротивления.

Нормальные напряжения от растяжения и изгиба определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_u}{W} \pm \frac{P}{F} \text{ н/м}^2 \ (\text{кГ/см}^2), \qquad (198)$$

здесь F — площадь поперечного сечения вала в *см*^{2};

$\pm P$ — растягивающее или сжимающее осевое усилие (в зависимости от места расположения упорного подшипника).

Наибольшее касательное напряжение при совместном действии изгиба и кручения

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Если пренебречь напряжением от осевого усилия, то эта формула может быть записана так:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2W}\sqrt{M_u^2 + M_\kappa^2}. \qquad (199)$$

Величины M_u и M_κ изменяются по длине вала: максимум M_u расположен приблизительно посредине между опорами (см. фиг. 182), а максимум M_κ — у соединительной муфты между роторами турбины и генератора. Поэтому необходимо рассчитать напряжения τ_{max} для нескольких сечений вала.

Допускаемые напряжения рекомендуются:

а) для углеродистой стали $\sigma_{доп} \approx 39{,}3$ *Мн/м*^{2} (400 *кг/см*^{2});

б) для легированных сталей $\sigma_{доп} = 58{,}8 \div 78{,}5$ *Мн/м*^{2} (600—800 *кг/см*^{2}) и выше.

Запас прочности по отношению к пределу текучести принимается около семи, так как желательно, чтобы прогиб вала был мал, что позволяет выполнить небольшие радиальные зазоры в уплотнениях.

Зачастую диаметры вала выбираются не из расчета на прочность от изгиба и скручивания, а из расчета вала на критическое число оборотов. Полученный из этого расчета вал проверяется на прочность. Стремление получить в требуемых нормах критическое число оборотов в ряде случаев, особенно в длинных и тяжелых роторах, приводит к увеличению диаметров вала. Следует отметить, что выбор материала вала практически не влияет на величину критического числа оборотов, так как значения модуля нормальной упругости E почти одинаковы для различных сортов стали.

Следует также проверить прочность вала при коротком замыкании в генераторе. В этом случае крутящий момент на роторе генератора может превысить крутящий момент, соответствующий максимальной мощности, приблизительно в 10 раз. Он может быть определен по приближенной формуле

$$M_{\kappa_{max}} = 20 M_\kappa \frac{\theta_т}{\theta_т + \theta_г},$$

где M_κ — крутящий момент при максимальной мощности;

$\theta_т$ — момент инерции ротора турбины;

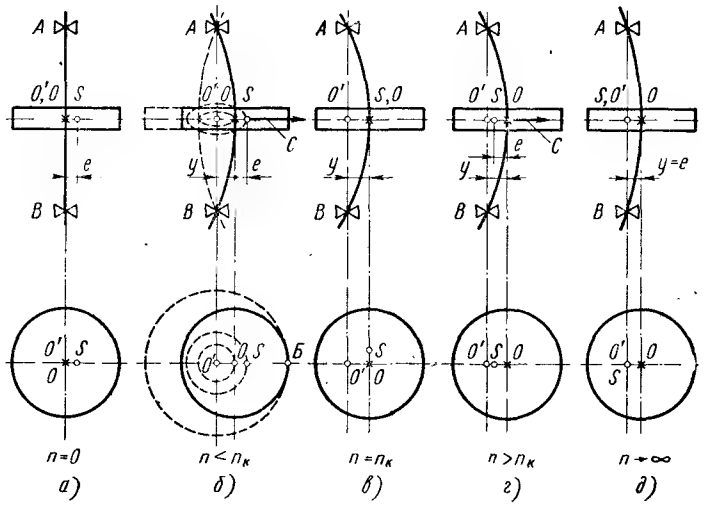
$\theta_г$ — момент инерции ротора генератора.

Таким образом, допускаемое напряжение в валу ротора турбины при коротком замыкании в генераторе не должно превышать $\frac{2}{3}$ предела текучести. При указанных обстоятельствах опасными сечениями являются шейки заднего подшипника и место посадки соединительной муфты на вал.

§ 47. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ ВАЛА

Тщательным изготовлением и балансировкой роторов турбин стремятся добиться возможно более точного совпадения центра тяжести ротора с его геометрической осью.

Однако практически этого совпадения достичь не удается, так как центр тяжести располагается на некотором расстоянии e от оси вала, которое называется эксцентрицитетом. Вследствие этого при вращении ротора возникает центробежная сила, стремящаяся вызвать прогиб вала. Для простоты рассмотрим действие центробежной силы на вал с одним диском. При этом вал располагается вертикально, для того чтобы исключить прогиб под действием собственного веса диска и действие центробежной силы рассмотреть в чистом виде.



Фиг. 180. Положение центра тяжести диска при различных скоростях вращения.

На фиг. 180, *а* изображен неподвижный вал с диском ($n = 0$) с центром тяжести S, расположенным на расстоянии e от оси вала. Появляющаяся при вращении ротора центробежная сила C вызывает прогиб y вала, величина которого зависит от величины силы C, от размеров и материала вала, а также от расположения диска относительно опор.

Центробежная сила уравновешивается упругой силой P, которая пропорциональна прогибу вала y.

Вращение вала происходит вокруг вертикальной оси $AO'B$ (фиг. 180, *б*), где пунктиром показаны траектории точек O, S и $Б$ вокруг центра вращения — точки O'.

Уравнение равновесия упругой системы запишется так:

$$C = P. \tag{200}$$

Центробежная сила определится из уравнения

$$C = m\,(y + e)\,\omega^2, \tag{201}$$

где $m = \frac{Q}{g}$ — масса диска в *кг* (*кг·сек²/см*);

ω — угловая скорость вращения в *рад/сек*;

Q — вес диска *н* (*кг*);

$g = 9{,}81$ *м/сек²* (981 *см/сек²*) — ускорение свободного падения.

Упругая сила P равна:

$$P = ky, \tag{202}$$

где k — сила упругости, равная силе вызывающей прогиб вала в 1 *см*, но противоположно ей направленная.

Подставляя значение величин C и P из выражений (201) и (202) в уравнение (200), получим

$$m\,(y + e)\,\omega^2 = ky,$$

откуда

$$y = \frac{me\omega^2}{k - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1}. \tag{203}$$

Из уравнения (203) следует, что с увеличением угловой скорости (круговой частоты вынужденных колебаний ротора) прогиб вала y (амплитуда вынужденных колебаний вала) возрастает, и при некотором значении ω величина $y \to \infty$.

Из рассмотрения теории колебаний упругих систем известно, что при резонансе — совпадении частот собственных и вынужденных колебаний упругой системы амплитуда колебаний теоретически равна бесконечности $y = \infty$, т. е. вал должен сломаться.

Пользуясь этим положением, определим резонансную круговую частоту из выражения (203):

$$y = \infty \text{ при } \frac{k}{m\omega^2} - 1 = 0.$$

Отсюда резонансная круговая частота, или как ее иначе называют критическая угловая скорость, будет равна:

$$\omega_к = \sqrt{\frac{k}{m}}, \tag{204}$$

а критическое число оборотов в минуту найдем по формуле

$$n_к = \frac{30\omega_к}{\pi} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Подставляя значение массы $m = \frac{Q}{g}$, получим

$$n_к = \frac{30\sqrt{g}}{\pi}\sqrt{\frac{к}{Q}} = 299\sqrt{\frac{k}{Q}}. \tag{205}$$

В действительности при критическом числе оборотов возникают резонансные колебания, однако благодаря действию сил сопротивления поломки вала сразу не происходит. К силам сопротивления относятся внутренние силы трения материала вала, трение поверхности ротора об окружающую среду, трение в подшипниках.

Влияние сил сопротивления на величину амплитуды вынужденных колебаний рассмотрено в § 43 и показано на фиг. 169. Амплитуда колебаний при резонансе возрастает тем меньше, чем больше коэффициент сопротивления. Работа турбины при критическом числе оборотов сопровождается значительной вибрацией и при длительной работе может привести к аварии. Если быстро перейти критическое число оборотов, т. е. повысить круговую частоту вынужденных колебаний по сравнению с круговой частотой собственных колебаний, то малый промежуток времени перехода через критическое число оборотов обусловит степень развития явления вибрации.

При очень быстром переходе через критическое число оборотов можно добиться, что резонансные колебания не разовьются и вал будет работать без заметных колебаний.

При относительно медленном переходе критического числа оборотов резонансные колебания появятся, но по мере удаления их от критического числа оборотов колебания будут затухать.

Подставляя значение $k = m\omega_к^2$ из выражения (204) в уравнение (203), получим

$$y = \frac{e}{\left(\frac{\omega_к}{\omega}\right)^2 - 1}. \qquad (206)$$

Это выражение будет положительно при $\omega < \omega_к$ и отрицательно при $\omega > \omega_к$. В этих выражениях угловая скорость вращения ω представляет круговую частоту вынужденных колебаний вала, а $\omega_к$ — круговую частоту собственных колебаний.

Применяя выводы теории колебаний [47], относящиеся к сдвигу фаз между собственными колебаниями, характеризуемые прогибом y, и возмущающей (центробежной) силой, определяемой направлением эксцентрицитета e, можно записать уравнение сдвига фаз, который определяется углом α:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{2\omega\delta}{\omega_к^2 - \omega^2}; \qquad (207)$$

коэффициент сопротивления δ см. в § 43.

При $\omega_к > \omega$ угол сдвига фаз будет положителен и меньше $\frac{\pi}{2}$.

При значительной разнице между $\omega_к$ и ω, т. е. при $\omega_к \gg \omega$ и малом значении δ, стремящемся к нулю, угол сдвига фаз α близок к нулю. При колебаниях без сопротивления, когда $\delta = 0$,

сдвиг фаз отсутствует ($\alpha = 0$) и взаимное расположение точек $O'O$ и S будет таким, как изображено на фиг. 180, *б*.

При резонансе (критическом числе оборотов) $\omega = \omega_к$ в соответствии с уравнением (207) при любом значении коэффициента $\delta \operatorname{tg}\alpha = \infty$ и угол сдвига фаз $\alpha = \frac{\pi}{2}$ (фиг. 180, *в*).

При $\omega > \omega_к$ угол сдвига фаз будет $\frac{\pi}{2} < \alpha < \pi$.

Если коэффициент сопротивления δ мал и частота вынужденных колебаний ω значительно больше частоты собственных колебаний $\omega_к$, т. е. $\omega \gg \omega_к$, то угол сдвига фаз α приближается к 180° (фиг. 180, *г*). Последнее соотношение следует также из уравнения (206), в котором при $\omega > \omega_к$ знаменатель становится отрицательным, следовательно, отрицательным должен быть и эксцентрицитет e.

Повторив доказательство для числа оборотов больше критического $\omega > \omega_к$ (фиг. 180, *г*), так же, как и для случая $\omega < \omega_к$ (фиг. 180, *б*), получим

$$y = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega_к}{\omega}\right)^2}. \qquad (208)$$

Отсюда следует, что с увеличением угловой скорости ω прогиб y уменьшается, и в теоретическом случае при $\omega = \infty$ величина прогиба y становится равной эксцентрицитету e.

Исследования колебаний роторов и практика пусков и эксплуатации быстроходных машин доказывают полное соответствие с теорией колебаний. Таким образом, для турбины опасными являются числа оборотов, близкие к критическому числу. При оборотах с достаточным удалением по обе стороны от критического числа оборотов вал турбины работает спокойно.

В паровых турбинах применяют так называемые жесткие и гибкие валы.

Жестким валом называется вал, у которого рабочее число оборотов (частота вынужденных колебаний) ниже критических (частоты собственных колебаний). Гибким валом называется вал, у которого рабочее число оборотов выше критического.

При пуске турбины с гибким валом следует проходить критическое число оборотов быстро за короткий промежуток времени, для того чтобы предотвратить развитие резонансных колебаний. Для спокойной работы вала необходимо, чтобы рабочее число оборотов отличалось от критического по крайней мере на 20—30%.

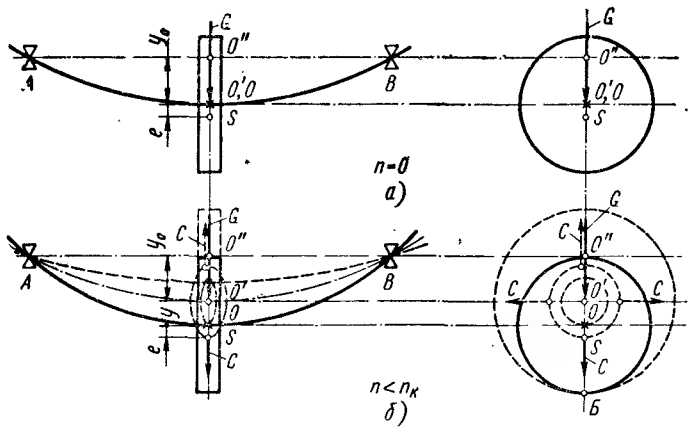
При гибких валах критическое число оборотов не должно значительно отличаться от рабочего, иначе может при рабочем числе оборотов наступить II тон колебаний.

В турбинах с переменным числом оборотов обычно применяют жесткие валы, критическое число оборотов которых на 20—30% и более выше максимального рабочего числа оборотов.

Рассмотрим колебания горизонтального вала (фиг. 181), происходящие под действием силы тяжести диска Q, направленной вниз, здесь вал прогибается на величину статического прогиба y_0.

Центр тяжести S расположен на расстоянии e от оси вала.

При вращении вала с угловой скоростью ω, меньшей критической угловой скорости $\omega_к$ (фиг. 181, *б*), возникает центробежная сила C, вызывающая прогиб вала. Центробежная сила направлена по радиусу от центра, поэтому вращение вала будет происходить вокруг упругой линии $AO'B$.



Фиг. 181. Положение центра тяжести горизонтального вала при: *а* — $n = 0$; *б* — $n < n_к$.

На фиг. 181, *б* пунктиром показаны траектории точек O, S и $Б$, а также центробежная сила C в четырех положениях центра тяжести S при повороте вала на 90°. В этом случае центр тяжести описывает окружность радиусом $(y + e)$, поэтому центробежная сила будет, как и в случае вертикального вала, равна:

$$C = m\,(y + e)\,\omega^2.$$

Эта сила уравновешивается упругой силой $P = k \cdot y$.

Отсюда следует, что все выводы, сделанные для вертикального вала, распространяются на горизонтальный вал, и величина критической скорости не зависит от расположения вала.

Получим зависимость между статическим прогибом y_0 и критическим числом оборотов $n_к$. Подобно уравнению (202) статический прогиб y_0 можно определить так:

$$y_0 = \frac{Q}{k},$$

отсюда k — по-прежнему сила упругости, равная силе (вызывающей прогиб вала в 1 *см*), но противоположно ей направленная, определится

$$k = \frac{Q}{y_0}. \qquad (209)$$

Подставляя значение k из уравнения (209) в уравнение (205), получим

$$n_к = \frac{299}{\sqrt{y_0}}\ \textit{об/мин}. \qquad (210)$$

Из уравнения (210) следует, что критическое число оборотов изменяется обратно пропорционально корню квадратному из статического прогиба вала, т. е. с увеличением прогиба вала критическое число оборотов уменьшается в квадрате.

Статический прогиб y_0 зависит от жесткости ротора, длины вала, способа закрепления его концов и характера распределения нагрузки.

В общем случае уравнение статического прогиба в соответствии с уравнениями сопротивления материалов можно записать так:

$$y_0 = \frac{Ql^3}{pEJ}, \qquad (211)$$

где p — коэффициент, зависящий от способа закрепления концов вала и характера распределения нагрузки.

Например, для вала, свободно лежащего на двух опорах с нагрузкой посредине, $p = 48$; для вала с заделанными концами и нагрузкой посредине $p = 192$ и т. д.

В соответствии с уравнением (211) статический прогиб вала, а значит и критическое число оборотов [см. уравнение (210)], в значительной мере зависит от длины вала, так как прогиб вала y_0 пропорционален кубу его длины l^3.

Все рассмотренные величины определяются конструкцией турбины. При расчете критического числа оборотов требуемое значение можно получить, меняя диаметр вала.

Момент инерции вала

$$J = \frac{\pi d^4}{64},$$

здесь d — диаметр вала.

Отсюда следует, что статический прогиб вала [уравнение (211)], а значит, и критическое число оборотов [уравнение (210)] в значительной мере зависят от диаметра вала. Например, если диаметр вала увеличить в 2 раза, то прогиб уменьшится приблизительно в 16 раз, а критическое число оборотов по уравнению (210) увеличится приблизительно в 4 раза.

Энергетический метод определения критического числа оборотов вала с несколькими дисками

Расчеты критического числа оборотов многоопорных валов, соединенных жесткими муфтами, являются специальными сложными задачами и выходят за рамки данной книги, поэтому приведены здесь быть не могут.

В данном случае рассматривается способ определения критического числа оборотов вала многоступенчатой турбины, лежащего на двух опорах.

На вал, лежащий на двух опорах, действуют сосредоточенные нагрузки Q_1, Q_2, Q_3, . . ., веса отдельных частей ротора. Если этот вал вывести из состояния равновесия, то он будет совершать поперечные колебания в плоскости, совпадающей с осью вала.

При изменении частоты возмущающей силы вал будет совершать бесконечно большое число различных форм колебаний. Нас же интересует только резонансная (критическая) частота, при которой частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний. Таким образом, определение критической частоты заменяется определением частоты собственных колебаний. Кривая прогиба во время колебаний имеет форму и величины прогибов y_1, y_2, y_3, . . . под грузами Q_1, Q_2, Q_3, . . . такие же, как статическая упругая линия вала.

При этом получается вполне удовлетворительный по точности результат определения частоты собственных колебаний. Для определения частоты собственных колебаний применим энергетический метод, по которому допускаем, что потерь энергии при колебаниях нет и совершается полностью переход потенциальной энергии в кинетическую и обратно при различных отклонениях от положения равновесия.

Для максимального отклонения вала от положения равновесия, когда скорость движения равна нулю, кинетическая энергия будет также $T = 0$. Потенциальная энергия при этом будет максимальной и определится из уравнения

$$\Pi = \frac{1}{2}(Q_1y_1 + Q_2y_2 + \cdots + Q_ny_n) = \frac{1}{2}\sum Qy. \qquad (212)$$

При прохождении валом положения статического равновесия скорости колебаний становятся максимальными. Тогда потенциальная энергия равна нулю, т. е. $\Pi = 0$, а кинетическая энергия ротора имеет максимальное значение и определится из уравнения

$$T = \sum \frac{Q}{2g}\left(\frac{dy}{dt}\right)^2_{max}. \qquad (213)$$

Частота собственных поперечных колебаний λ равна круговой частоте собственных колебаний $\omega_к$, после чего можно записать, что максимальная скорость колебаний грузов при прохождении положения статического равновесия

$$\left(\frac{dy_1}{dt}\right)_{max} = y_1\omega_к; \qquad (214)$$

$$\left(\frac{dy_2}{dt}\right)_{max} = y_2\omega_к \text{ и т. д.}$$

Уравнение кинетической энергии примет вид

$$T = \sum \frac{Q}{2g} y^2\omega_к^2 = \frac{\omega_к^2}{2g}\sum Qy^2. \qquad (215)$$

По закону сохранения энергии для двух положений вала: 1) при максимальном отклонении вала от положения равновесия, когда $T = 0$, а $\Pi = \max$; 2) при прохождении валом положения равновесия, когда

$$T = \max, \text{ а } \Pi = 0,$$

можно записать

$$T = \Pi. \qquad (216)$$

Раскрывая значения T и Π по уравнениям (212) и (213), получим

$$\frac{\omega_к^2}{2g}\sum Qy^2 = \frac{1}{2}\sum Qy.$$

Тогда критическая угловая скорость

$$\omega_к = \sqrt{\frac{g\sum Qy}{\sum Qy^2}} \qquad (217)$$

и критическое число оборотов в минуту

$$n = \frac{30\omega_к}{\pi} = 299\sqrt{\frac{\sum Qy}{\sum Qy^2}}. \qquad (218)$$

Расчет критического числа оборотов вала многоступенчатой турбины

Критическое число оборотов вала многоступенчатой турбины определяется по формуле (218)

$$n_к = 299\sqrt{\frac{Q_1y_1 + Q_2y_2 + Q_3y_3 + \cdots + Q_ny_n}{Q_1y_1^2 + Q_2y_2^2 + Q_3y_3^2 + \cdots + Q_ny_n^2}} = 299\sqrt{\frac{\sum Qy}{\sum Qy^2}}.$$

Грузы Q_1, Q_2, Q_3, . . . представляют собой веса дисков с рабочими лопатками и участка вала, на который насажен диск; различных втулок с участком вала и отдельно участков вала. Все детали ротора (кроме рабочих лопаток): диски, втулки и т. д. представляют собой тела вращения, имеющие в сечении форму простой геометрической фигуры, или их сечения могут быть разделены на несколько геометрических фигур — прямоугольники, трапеции и т. д. Веса грузов подсчитываются по уравнению $Q_i = V_i\gamma$ *н* (*кг*). Для тел вращения вес равен:

$$Q_i = V_i\gamma = F_i\, 2\pi r_{ср.\,i}\gamma.$$

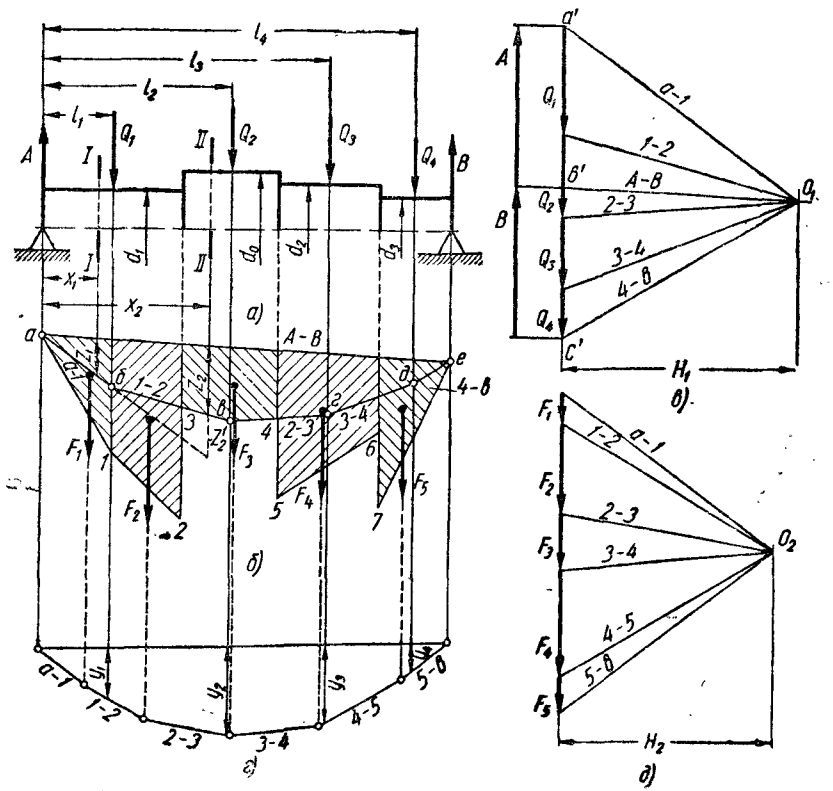
Расчет площадей сечения и нахождение центра тяжести, т. е. среднего радиуса $r_{ср.\,i}$, в простых геометрических фигурах даны ниже (см. фиг. 183).

Вес рабочих лопаток ступеней

$$Q_{лi} = V_{лi}\gamma = F_{лi}l_{лi}z_{лi}\gamma.$$

Площадь поперечного сечения лопаток $F_{лi}$ подсчитывается графоаналитическим методом (см. § 16).

Высота лопаток $l_{лi}$ и их количество $z_{лi}$ известны из теплового расчета.



Фиг. 182. Графический расчет ступенчатого вала ротора:

а — эпюра распределения сил; *б* — эпюра изгибающих моментов; *в* — силовой многоугольник; *г* — эпюры фиктивных изгибающих моментов; *д* — силовой многоугольник фиктивного вала.

В уравнение (218) входят величины прогибов вала y_1, y_2, y_3, . . . под грузами, для определения которых нужно построить упругую линию вала. Для вала, нагруженного несколькими силами Q_1, Q_2, Q_3, . . . наиболее простым и удобным является графоаналитический метод построения упругой линии.

Рассмотрим графический расчет ступенчатого вала (фиг. 182) с диаметрами d_1, d_0, d_2, d_3. На каждом участке постоянного диаметра приложены сосредоточенные силы Q_1, Q_2, Q_3, Q_4.

Рассчитываемый вал вычерчивается в определенном масштабе по длине, равном масштабу 1 : $m_д$, т. е. 1 *см* на чертеже изображает $m_д$ *см* натуры.

Для построения эпюры изгибающих моментов строятся силовой (фиг. 182, *в*) и веревочный (фиг. 182, *б*) многоугольники при произвольно выбранном полюсном расстоянии H_1. Для построения эпюр выбирается масштаб сил m_c *н/см* (*кг/см*), т. е. 1 *см* чертежа соответствует m_c *н* (*кг*) сил Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4.

Силы, действующие на вал (Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 и реакции опор A и B) находятся в равновесии, поэтому силовой и веревочный многоугольники должны быть замкнуты. Соединяем реакции опор и силы Q_i линиями, параллельными лучам силового многоугольника, затем соединяем точки пересечения линий a — 1 и 4 — b с направлением действия реакций опор A и B замыкающей веревочного многоугольника A—B. Далее в многоугольнике сил проводится луч A—B, параллельный замыкающей, и получим величины опорных реакций A и B в масштабе сил m_c.

Для определения действительного изгибающего момента, например в сечении вала I—I, рассмотрим подобие треугольников: треугольника, образованного сторонами веревочного многоугольника a—1 и A—B и вертикалью, проведенной через сечение вала I—I до пересечения со сторонами веревочного многоугольника и треугольника $a'O_1b'$ в силовом многоугольнике:

$$\frac{z_1}{A} = \frac{x_1}{H_1}$$

или с учетом масштабов сил m_c и длин $m_д$ запишется так:

$$\frac{z_1 m_д}{A m_c} = \frac{x_1 m_д}{H_1 m_c} \quad \text{или} \quad A m_c x_1 m_д = H_1 m_c z m_д,$$

но произведение $A m_c x_1 m_д = M_1$, следовательно,

$$M_1 = H_1 m_c z_1 m_д.$$

Из рассмотрения треугольников сил, образуемых продолжением вертикали сечения II—II со сторонами веревочного многоугольника и подобных им сторон в многоугольнике сил, нетрудно доказать, что

$$A x_2 - Q_1 (x_2 - l_1) = H_1 z_2$$

или

$$M_2 = H_1 z_2,$$

или с учетом масштабов $m_д$ и m_c действительный изгибающий момент в сечении II — II будет

$$M_2 = H_1 m_c z_2 m_д.$$

Таким образом, изгибающий момент в любом сечении вала равен произведению полюсного расстояния H_1, взятого в масштабе

сил m_c на ординату эпюры моментов (веревочного многоугольника) z в том же сечении, измеренную в масштабе длин m_∂:

$$M = H_1 m_c z m_\partial \ кГ \cdot см. \qquad (219)$$

Уравнение прогибов. В общем случае прогиб y в любом сечении вала зависит от расстояния его от точки опоры и выразится уравнением

$$y = f(x), \qquad (220)$$

которое представляет собой уравнение кривой, по которой изогнется ось вала под нагрузкой; это и будет уравнение изогнутой оси вала. Для того чтобы получить y в функции от x, надо установить зависимость деформации от внешних сил, изгибающих ее, от ее размеров и материала.

Такая зависимость получена в курсе «Сопротивления материалов»:

$$\pm \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ} \quad \text{или} \quad EJ\frac{d^2y}{dx^2} = M. \qquad (221)$$

Это уравнение называется приближенным дифференциальным уравнением изогнутой оси вала (балки).

Для получения из дифференциального уравнения изогнутой оси уравнения прогибов $y = f(x)$ необходимо произвести его интегрирование. Изгибающий момент M является функцией от расстояния до опоры x, поэтому, интегрируя, получаем

$$EJ\frac{dy}{dx} = \int M\,dx + C;$$

интегрируя второй раз, получим

$$EJy = \int dx \int M\,dx + Cx + D.$$

Таким образом, уравнение прогибов имеет вид

$$y = \frac{1}{EJ}\left[\int dx \int M\,dx + Cx + D\right], \qquad (222)$$

где E — модуль упругости материала;
J — момент инерции сечения вала;
C, D — постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий.

Дифференциальная зависимость между изгибающим моментом M и интенсивностью сплошной нагрузки q получена в курсе «Сопротивления материалов»

$$\frac{d^2M}{dx^2} = q; \qquad (223)$$

интегрируя, получаем

$$\frac{dM}{dx} = \int q\,dx + C_1;$$

интегрируя второй раз, будем иметь

$$M = \int dx \int q\,dx + C_1 x + D_1, \qquad (224)$$

где C_1, D_1 — постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий.

Графоаналитический метод определения прогибов вала под грузами Q_1, Q_2, Q_3, . . . основан на сходстве дифференциальных уравнений (221) и (223), связывающих прогиб, изгибающий момент и интенсивность сплошной нагрузки.

Если принять, что какой-то фиктивный вал загружен фиктивной нагрузкой q_f, меняющейся по закону изгибающего момента (эпюры моментов *а — б — в — г — д — е — а* фиг. 182, *б* действительного вала), т. е.

$$q_f = M,$$

то, подставляя значения q_f и M из уравнения (221) и (223), получим

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{d^2M_f}{dx^2}.$$

Если при интегрировании обеих частей уравнения добиться, что произвольные постоянные левой и правой частей уравнения равны, т. е. $C = C_1$ и $D = D_1$, то получим

$$EJy = M_f$$

или

$$y = \frac{M_f}{EJ}. \qquad (225)$$

В рассматриваемом случае расположения вала на двух шарнирных опорах равенство между произвольными постоянными будет в том случае, если и фиктивный вал с распределенной нагрузкой $q_f = M$ располагается на двух шарнирных опорах.

Таким образом, если прогиб действительной балки (вала) равен нулю и поворот сечений возможен (на опорах), то в том же сечении фиктивного вала изгибающий момент должен быть равен нулю, но при этом возможна опорная реакция.

Из уравнения (225) следует, что прогиб сечения действительного вала y_1, y_2, y_3, . . . от заданной нагрузки Q_1, Q_2, Q_3, . . . равен изгибающему моменту в том же сечении фиктивного вала от фиктивной нагрузки ($q_f = M$), деленному на жесткость действительного вала.

Из рассмотренного случая следует, что достаточно построить эпюру моментов M (фиг. 182, *б*) действительного вала, не определяя условий опирания фиктивного вала, заменить эпюру

распределенной фиктивной нагрузки (эпюру $q_f = M$) фиктивными сосредоточенными силами F_1, F_2, F_3, . . . и построить для них силовой многоугольник, то при соответственно выбранном полюсном расстоянии H_2 (фиг. 182, *д*) можно построить веревочный многоугольник, который будет представлять изогнутую ось вала.

Применяя уравнение (219) к построению силового многоугольника фиктивных сил F_1, F_2, F_3, . . . (фиг. 182, *д*) и веревочного многоугольника фиктивных изгибающих моментов (фиг. 182, *г*), получим

$$M_f = H_2 m_\phi y m_\partial,$$

где m_ϕ — масштаб фиктивных сил, равный 1 *см* чертежа, изображает m_ϕ *н/см*^{2} (*кГ/см*^{2}) фиктивной силы.

С другой стороны, по уравнению (225) получим

$$M_f = EJy.$$

Приравнивая эти уравнения, определим полюсное расстояние

$$H_2 = \frac{EJ}{m_\phi m_\partial}. \qquad (226)$$

Отсюда следует, что если выбрать полюсное расстояние H_2, найденное по уравнению (226), то на чертеже получим действительные прогибы вала.

Валы турбин в большинстве случаев изготовляются ступенчатыми, у которых на разных участках момент инерции сечения сплошного вала $J = \frac{4\pi d^4}{64}$ различен. При этом для каждого участка вала полюсное расстояние по уравнению (226) получается различным.

Чтобы упростить построение, т. е. чтобы получить неизменное H_2 для всех участков вала, ступенчатый вал заменяется условно валом постоянного диаметра. Для того чтобы прогибы условного вала с постоянным диаметром были одинаковыми с прогибами действительного ступенчатого вала, необходимо в соответствии с уравнением (225) изменить изгибающие моменты.

Например, прогиб под погрузкой Q_1 для ступенчатого вала

$$y_1 = \frac{M_f}{EJ_1};$$

для вала с постоянным диаметром d_0

$$y_1 = \frac{M'_f}{EJ_0}.$$

Приравнивая эти выражения, получим

$$M'_f = M_f \frac{J_0}{J_1} = M_f \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4.$$

Для любого участка вала

$$M'_f = M_f \left(\frac{d_0}{d_i}\right)^4. \qquad (227)$$

Изменяя эпюру изгибающих моментов в соответствии с уравнением (227), построим (фиг. 182, *б*) для вала с постоянным диаметром эпюру изгибающих моментов ступенчатой формы *а—1—2—3—в—4—5—6—7—е—а*.

В том случае, если модуль нормальной упругости материала вала E в зависимости от изменения температуры пара по длине вала значительно изменяется, то выбирается модуль упругости того же участка с диаметром d_0 за основной и изгибающие моменты прочих участков изменяются в соответствии с уравнением (225) в отношении E_0/E_i.

Тогда для любого участка вала

$$M'_f = M_f \left(\frac{d_0}{d_i}\right)^4 \frac{E_0}{E_i}. \qquad (228)$$

Дальнейшее построение производится в предположении, что вал постоянного диаметра d_0 находится под нагрузкой, измеряемой площадью изгибающих моментов *а—1—2—3—в—4—5—6—7—е—а* (фиг. 182, *б*). Делим эпюру на ряд участков (заштрихованных в разные стороны) и в центре тяжести каждого из них прикладываем силу F_i, равную площади участка.

Так как 1 *см* ординат эпюры моментов по уравнению (219) соответствует $H_1 m_c m_\partial$ *н/см* (*кГ/см*), то каждый квадратный сантиметр эпюры составляет $H_1 m_c m_\partial^2$ *н/см*^{2} (*кГ/см*^{2}).

Выбираем масштаб фиктивных сил m_ϕ *см*^{2}*/см*, т. е. 1 *см* в многоугольнике фиктивных сил равен m_ϕ *см*^{2} эпюры моментов, измеренных на чертеже. Следовательно, 1 *см* в многоугольнике фиктивных сил (фиг. 182, *д*) представляет

$$m_\phi H_1 m_c m_\partial^2 \text{ н/см}^2. \ (\text{кГ/см}^2),$$

а фиктивная сила

$$F = f m_\phi H_1 m_c m_\partial^2.$$

В данном выражении f *см*^{2} площадь отдельных участков в масштабе чертежа фиг. 182, *б*. Участки, заштрихованные в разные стороны, представляют собой треугольники, трапеции и пятиугольники.

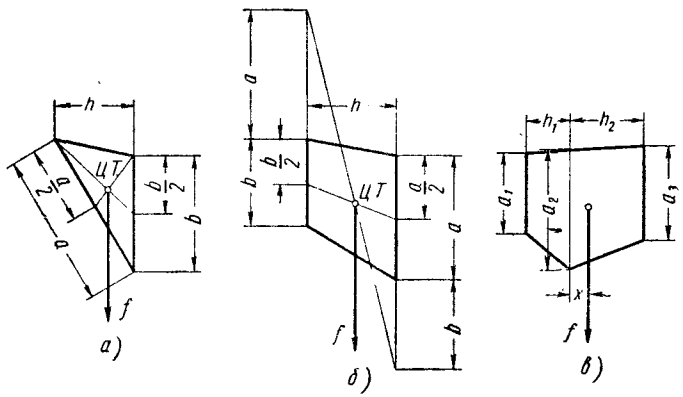
Площадь треугольника $f = \frac{1}{2} bh$, а центр тяжести лежит на пересечении медиан фиг. 183, *а*.

Площадь трапеции $f = \frac{1}{2}(a + b)\,h$, а нахождение центра тяжести ясно из чертежа фиг. 183, *б*. Площадь пятиугольника (фиг. 183, *в*) подсчитывается как сумма площадей двух трапеций,

а абсциссу центра тяжести пятиугольника можно определить по формуле

$$x = \frac{1}{3}\,\frac{(2a_3 + a_2)\,h_2^2 - (2a_1 + a_2)\,h_1^2}{(a_3 + a_2)\,h_2 + (a_1 + a_2)\,h_1}.$$

Действительная упругая линия вала будет получена, если при построении многоугольника фиктивных сил отложить полюс-



Фиг. 183. Центры тяжести:

а — треугольника; *б* — трапеции; *в* — пятиугольника.

ное расстояние в соответствии с формулой (226) и с учетом масштабов эпюры моментов

$$H_2' = \frac{E_0 J_0}{m_\phi m_\partial}\,\frac{1}{H_1 m_c m_\partial^2} = \frac{E_0 J_0}{m_\phi m_\partial^3 m_c H_1}\ \text{см}.$$

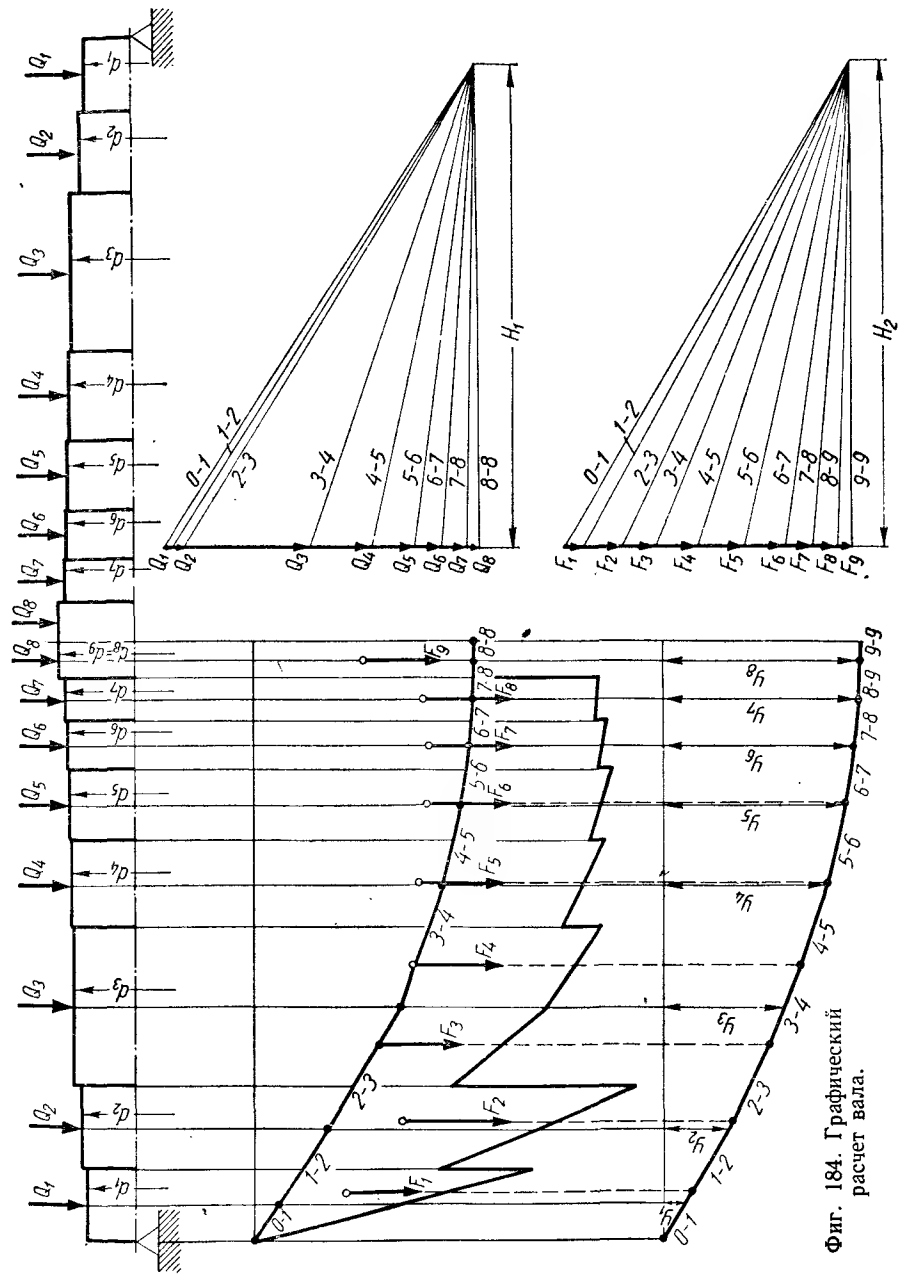
Для ясности чертежа прогибы вала увеличивают в K раз, например, в $K = 100$, 300, 500 раз, тогда полюсное расстояние

$$H_2 = \frac{H_2'}{K} = \frac{E_0 J_0}{K m_\phi m_\partial^3 m_c H_1}\ \text{см}.$$

Для сокращения вычислительной работы в уравнение (218) вместо действительных прогибов вала вводятся их величины, полученные на чертеже, тогда формула (218) приобретает вид

$$n_к = 299\sqrt{\frac{K\Sigma Qy}{\Sigma Qy^2}}. \qquad (229)$$

Пример определения критического числа оборотов вала. Рассчитать вал ротора двухпоточного ц. н. д. мощной турбины. Для упрощения рассчитывают одну половину вала, учитывая, что он симметричен относительно оси паровпуска в ц. н. д. (см. табл. 50 и фиг. 184).



Фиг. 184. Графический расчет вала.

Таблица 50

Расчет вала многоступенчатой турбины на критическое число оборотов

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
№ участка	Диаметр вала	Нагрузка	Длина участка	Отношение диаметров	~~Фиктивный изгиб~~	Ординаты эпюры изгибающих моментов	Ординаты фиктивных изгибающих моментов	Площадь эпюры моментов	Ордината изогнутой оси вала	~~Площадь изгиба~~	Изгибающий момент	
	d	Q	l	$\frac{d_0}{d}$	$\left(\frac{d_0}{d}\right)^4$	z	$z\left(\frac{d_0}{d}\right)^4$	F	Y	Y^2	QY	QY^2
	см	*кг*	*см*			*см*		*см²*	*см*	*см²*	*кг·см*	*кг·см²*
1	42	320	31	1,55	5,78	20	11,56 / 7,68	17 92	0,915	8,365	293	268 2
2	46,5	430	34,5	1,398	3,84	4,17	16,05 / 8,3	40,85	2,75	7,57	1182,5	3 250
3	54,8	5410	33 / 33	1,186	1,987	6,21 / 7,36	12,31 / 14,62 / 13,03	34,5 / 44,5	5,09	25,9	27 555	140 250
4	56,4	2605	35	1,152	1,77	8,36	14,8 / 14,15	48,65	6,87	47,2	17 900	123 000
5	57	1840	29,5	1,14	1,694	8,9	15,07 / 14,5	43,15	7,6	5,77	13 975	106 250
6	57,6	1115	20	1,129	1,63	9,09	14,81 / 14,35	29,35	7,96	63,4	8 875	70 625
7	58	1080	18	1,12	1,58	9,17	14,5 / 9,17	26	8,11	65,77	8 765	71 100
8	65	402	16	1,0	1,0	9,2	9,2	14,7	8,16	66,7	3 285	26 750
		$\Sigma Q = 13202$									$\Sigma QY = 81826,5$	$\Sigma QY^2 = 541393,2$

Разбиваем весь вал на 16 участков с сосредоточенными нагрузками, в которые входят веса дисков, уплотнительных втулок и т. д., а также веса примыкающих участков вала (графа 3 табл. 50).

1. Принимаем масштаб длины вала $m_\partial = 10$, где 1 *см* чертежа содержит 10 *см* длины вала.

2. Выбираем масштаб действительных нагрузок $m_c = 1000$, т. е. в 1 *см* чертежа содержится 1000 *н* (*кг*) нагрузки.

3. Задаемся полюсным расстоянием $H_1 = 20$ *см*.

Графическим методом строим силовой и веревочный многоугольники и получаем эпюру изгибающих моментов.

4. Определяем ординаты фиктивных изгибающих моментов (графа 8 табл. 50) по формуле

$$M_f = \left(\frac{d_0}{d}\right)^4 z,$$

где z — ордината эпюры изгибающих моментов в данной точке.

5. Строим эпюру фиктивных моментов, которую разбиваем на 9 участков, и определяем площади каждого участка, как площади треугольников или трапеций (графа 9 табл. 50).

Находим центры тяжести каждого участка. Считаем, что в найденных центрах тяжести приложены фиктивные силы, равные площади участков.

6. Выбираем масштаб фиктивных сил $m_\phi = 25$, т. е. в 1 *см* чертежа содержится фиктивная сила в 25 *см²*.

7. Находим полюсное расстояние H_2 из расчета, чтобы получить прогибы вала на чертеже в K раз больше действительных, по формуле

$$K = \frac{E_0 J_0}{m_\phi m_\partial^3 m_c H_1 H_2} = \frac{2,1\cdot 10^6\cdot 875\,920}{25\cdot 10^3\cdot 1000\cdot 20\cdot 20} = 183,5,$$

где $H_2 = 20$ *см* принято;

J_0 — момент инерции, вычисляется так

$$J_0 = \frac{\pi d_0^4}{64} = \frac{3,14\cdot 65^4}{64} = 875\,920 \text{ см}^4.$$

Строим веревочный многоугольник, который представляет изогнутую ось вала. Находим прогибы оси Y_1, Y_2 и т. д. под действием сил Q_1, Q_2, Q_3 и т. д.

Определяем критическое число оборотов ротора:

$$n_к = 299\sqrt{\frac{K\Sigma QY}{\Sigma QY^2}} = 299\sqrt{\frac{183,5\cdot 81826,5}{541393,2}} = 1575 \text{ об/мин}.$$

Полученное критическое число оборотов ротора меньше рабочего, равного 3000 *об/мин*; значит, вал ротора турбины является гибким.

Определяем величину максимального прогиба оси вала:

$$y_{max} = \frac{Y_{max}}{K} = \frac{8,16}{183,5} = 0,0445 \text{ см}.$$

Коэффициент запаса

$$\varphi = \frac{n_к - n_p}{n_p}\cdot 100 = \frac{1575 - 3000}{3000}\cdot 100 = -47\%.$$

Приближенный метод расчета критического числа оборотов вала многоступенчатой турбины

Рассматриваемая выше методика расчета определения критического числа оборотов вала многоступенчатой турбины обладает одним существенным недостатком, заключающимся в том, что вначале выполняется конструктивный чертеж вала, а затем проводится определение критического числа оборотов. По этой методике, если в конце достаточно трудоемкого расчета окажется, что полученное критическое число оборотов не соответствует нормам, то расчет повторяется сначала с измененными диаметрами вала.

В процессе конструирования вала следует оценивать правильность выбора диаметров вала простым приближенным методом, предложенным инж. В. В. Звягинцевым [17]. По этому методу критическое число оборотов многодискового ротора, расположенного на двух опорах, определяется по формулам:

а) для вала, имеющего наибольший диаметр посредине с постепенным уменьшением диаметра к подшипникам,

$$n_к = 7{,}5\frac{\left(\frac{d_0}{l}\right)^2}{\sqrt{\frac{Q}{l}}};$$

б) для вала, имеющего приблизительно постоянный диаметр по всей длине;

$$n_к = 8{,}1\frac{\left(\frac{d_0}{l}\right)^2}{\sqrt{\frac{Q}{l}}},$$

где d_0 — максимальный диаметр вала в *мм*;
l — расстояние между опорами в *м*;
Q — вес ротора в *кг*.

Погрешность в определении $n_к$ по данному методу составляет $\pm 3{,}5\%$ по сравнению с энергетическим методом.

§ 48. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ТУРБИННЫХ ВАЛОВ И ЦЕЛЬНОКОВАНЫХ РОТОРОВ

Значительные габариты и веса валов и цельнокованых роторов усложняют получение высококачественных поковок.

Требования к поковкам валов и цельнокованых роторов сводятся к следующему:

1. Материал должен быть свободен от неметаллических включений, загрязнений шлаками, флокенов, закатов, плен, трещин и других дефектов.

2. Внутренние напряжения должны быть минимальными, так как они могут в эксплуатации турбины вызвать прогиб вала и, как следствие этого, создать вибрацию ротора.

3. Структура материала вала или цельнокованого ротора должна быть однородной по сечениям.

4. Ось слитка должна совпадать с осью вала, чтобы обеспечить симметричное расположение структуры по сечениям относительно оси ротора.

В случае несоблюдения двух последних условий, особенно в цельнокованых роторах, где диаметр поковки достигает 1000 *мм*, при эксплуатации турбины за счет различных коэффициентов линейного расширения возникает тепловой прогиб ротора, который приводит к его вибрации.

При изготовлении валов и цельнокованых роторов предпочтение отдается, когда это возможно, углеродистым или низколегированным сталям, менее склонным к различного рода дефектам, чем легированные стали.

Особые трудности представляет изготовление цельнокованых роторов в связи с их большими радиальными (до 1000 *мм*) и осевыми размерами и значительным весом — до нескольких десятков тонн. К тому же, как правило, цельнокованые роторы применяются в области высоких температур, где для роторов требуется легированная сталь.

Наиболее ответственную нагруженную часть поковки вала или цельнокованого ротора изготовляют из материала нижней части слитка, более высококачественной по сравнению с верхней. Поэтому на чертежах поковок валов и цельнокованых роторов следует указывать, какую сторону изготовлять из нижней и верхней части слитка.

Материал для валов и цельнокованых роторов в зависимости от напряжений, так же как и материал дисков, разбивается на шесть категорий (табл. 51).

Марки сталей, применяемые для цельнокованых роторов и валов, в основном такие же, как и для дисков; разница состоит лишь в технических условиях поковок этих деталей.

Химический состав основных марок сталей приведен в табл. 43, а предельная температура их применения — в табл. 41. Механические свойства даны ранее при выборе металлов для дисков.

Сталь для валов и цельнокованых роторов изготовляется в мартеновских или электрических печах и подвергается интенсивной ковке для получения требуемой плотности и однородности структуры металла.

Термическая обработка валов из сталей I и II категории обычно состоит из нормализации с последующим отпуском, а III и IV — из закалки в масло с последующим отпуском. Для снижения остаточных напряжений в поковках до минимума производится отпуск с охлаждением в печи. Поковки подвергаются

Таблица 51

Механические свойства стальных поковок валов и цельнокованых роторов паровых турбин

Категория	Предел прочности в *Мн/м²*	Предел текучести в *Мн/м²*	Относительное удлинение в %	Сужение поперечного сечения в %	Ударная вязкость в *кдж/м²*	Угол загиба в *град*	Рекомендуемые марки стали
	Не менее						
I	510	275	19	40	392	180	35, 40, 35Н
II	569	343	17	40	490	180	40Н, 34ХМ1А, 34ХМ
III	637	490	15	40	588	160	34ХМ1А, 34ХМ, 34ХН1М, 34ХН2М
IV	706	588	15	40	588	160	34ХМ, 34ХМ1А, 34ХН1М, 34ХН2М
V	804	В пределах 686—883	14	40	588	150	34ХН1М, 34ХН2М, 34ХН3М, 34ХН3МФ, 32Х2Н3М
VI	853	В пределах 735—932	13	40	588	150	34ХН1М, 34ХН2М, 34ХН3М, 34ХН3МФ

Примечания: 1. Все данные в таблице приведены для продольных образцов. При испытании тангенциальных образцов допускается снижение свойств, указанных в таблице: для предела прочности и предела текучести — на 5%, для относительного удлинения и ударной вязкости — на 25%, для сужения поперечного сечения — на 20%.

2. Сдаточными характеристиками являются все приведенные показатели за исключением относительного удлинения.

3. Категория VI применяется при диаметре бочки ротора до 500 *мм*.

4. Для валов и роторов IV, V и VI категорий, изготовляемых из слитков весом более 25 *т*, относительное сужение устанавливается по договоренности между заводом-заказчиком и заводом-поставщиком.

термической обработке после обдирки. Величина остаточных напряжений, допускаемая техническими условиями для валов и цельнокованых роторов сталей I, II и III категорий, не более 10%, а для IV, V и VI категорий не более 8% фактического минимального предела текучести.

Механические испытания являются решающим фактором при выборе металла для изготовления валов. Однако механические свойства, определенные при механических испытаниях, не дают полной гарантии доброкачественности металла. Поэтому механические испытания дополняются микро- и макроскопическими, магнитными, перископическими и тепловыми.

Все перечисленные выше испытания проводятся на заводе-изготовителе и повторно на турбинном заводе.

Пробы, из которых готовят образцы для механических испытаний, берут после обдирки и окончательной термической обработки поковок от обоих концов вала. При изготовлении чертежа поковок валов обязательно должны быть указаны припуски для взятия проб. Кроме проб, с концов вала у цельнокованых роторов берут еще пробу в виде кольца от барабана со стороны, соответствующей верху слитка. Из обеих проб вырезают один образец для испытания на разрыв диаметром 10 *мм* и длиной 50 *мм* и два — на удар размерами 10 × 10 × 55 *мм*. Образец для испытания на изгиб вырезают из продольной пробы размерами 10 × × 20 × 160 *мм*.

При неудовлетворительных результатах испытания проводят на удвоенном количестве образцов; если и в этом случае будут получены хотя бы на одном образце неудовлетворительные результаты, то проводят повторную термическую обработку, после чего вновь проводят механические испытания.

Металлографические (микроскопические) исследования металлов проводят для определения структурных составляющих их величины, формы расположения и степени загрязненности шлаковыми и другими включениями.

Микрошлифы для таких исследований изготовляются из проб, предназначенных для механических испытаний.

Микроскопическое исследование состоит в травлении на флокены шеек и торцов валов и цельнокованых роторов. В последних травлению дополнительно подвергаются поверхности торцов и у основания бочки, а также на отдельных участках вала между дисками. Процесс травления и осмотр производится такой же, как и для дисков.

Для выявления серных и фосфорных включений и равномерности их распределения по детали на поверхностях, где производят травление на флокены, делают отпечатки по методу Баумана. Подобные испытания целесообразно проводить до травления на флокены.

Для обнаружения раковин, трещин и других дефектов применяется магнитный метод.

Крупные валы и цельнокованые роторы обычно изготовляются полыми (с центральными отверстиями). Чистота поверхности центрального отверстия должна соответствовать ▽6 для того, чтобы обеспечить перископический осмотр, с помощью которого производится выявление трещин, волосовин, неметаллических включений и др. Перископический осмотр производится при помощи оптических устройств, представляющих сочетание перископа с телескопом. В последнее время для этой цели стали дополнительно применять приборы фотографирования.

Тепловому испытанию подвергаются все валы и цельнокованые роторы, предварительно обработанные с припуском 2—3 *мм* на сторону. Такие испытания производятся для выявления струк-

турной неоднородности и остаточных напряжений. Цель теплового испытания состоит в определении способности валов и роторов сохранять прямолинейность оси (не изгибаться) в нагретом состоянии.

При тепловом испытании вал или цельнокованый ротор, вращающийся со скоростью 1—3 *об/мин*, постепенно нагревается в электропечи со скоростью нагрева, не превышающей 50° С в час. Температура нагрева в печи обычно превышает рабочую температуру в турбине на 50° С. При такой температуре вращающийся вал выдерживается в печи до выравнивания температур по всему сечению (несколько десятков часов).

Далее, не прекращая вращения, вал медленно охлаждается вместе с печью до температуры 200° С, после чего процесс теплового испытания прекращается. Однако во избежание искривления вал вращается до тех пор, пока его температура не снизится до 50° С.

В течение всего времени теплового испытания (нагрева, выдержки при максимальной температуре и первого периода охлаждения) производится проверка биения вала индикаторами.

Искривление вала для роторов, работающих в турбинах при 3000 *об/мин*, по техническим условиям допускается до 0,025 *мм*, т. е. бой вала по индикатору допускается до 0,05 *мм*.

Тепловые испытания вала по существу представляют собой одновременно и операцию отпуска, так как они способствуют снижению остаточных напряжений в материале вала и ротора. В случае неудовлетворительных результатов теплового испытания рекомендуется провести его повторно, после чего в большинстве случаев прогиб уменьшается.

В практике имели место случаи, когда вал допускался в эксплуатацию лишь после трехкратного повторного теплового испытания.

При неудовлетворительных значениях величины прогиба практикуют увеличение выдержки при температуре испытания, повышение этой температуры и пр. Однако тепловыми испытаниями некоторые валы не удается довести до удовлетворительных результатов. Обычно это бывает при несимметричном расположении сегрегационной зоны, местных рыхлостях и пр.

Все стали, представленные в табл. 51, кроме стали 34ХН3МФ, рассмотрены в § 37.

Перлитная сталь 34ХН3МФ применяется для валов и цельнокованых роторов турбин до температуры рабочей среды 400° С. Эта сталь применяется в том случае, когда требуется материал особой прочности в крупных сечениях.

Поковка из стали 34ХН3МФ подвергается термической обработке, состоящей из закалки с 820—830° С в масле. Сталь обладает заметной чувствительностью к тепловой хрупкости. Ударная вязкость стали после длительной выдержки при 450° С снижается

с 980—490 до 294—196 *кдж/м²* (10—5 до 3—2 *кгм/см²*). Сталь 34ХН3МФ обладает высокой восприимчивостью флокенов. Охлаждение после ковки должно быть медленное.

Рассмотренные выше стали обладают невысокой жаропрочностью, лучшая из них 34ХМ может быть применена до 480° С. Поэтому для цельнокованых роторов цилиндров высокого давления современных турбин с повышенными начальными параметрами пара были разработаны новые стали Р2 (25Х1М1Ф), ЭИ415 (20Х3МВФ) и ЭИ802 (15Х12ВМФ). Температурная область применения химический состав и механические свойства их даны в табл. 52—54.

Таблица 52

Температурная область применения сталей для дисков цельнокованых и сварных роторов

Марка стали		Верхний предел рекомендуемой температуры применения в *град*	Классификация стали	Примечание
Индекс	Буквенное обозначение			
—	34ХМ	400	Перлитная	Специальная модификация для сварных роторов низкого давления
Р2	25Х1М1Ф	540	»	Цельнокованые роторы и диски
ЭИ415	20Х3МВФ	560	»	То же
ЭИ802	15Х12ВМФ	570	Нержавеющая, жаростойкая и жаропрочная мартенситно-ферритная	»
ЭИ405	Х16Н13М2Б	600	Аустенитная	»
ЭИ726	Х14Н18В2БРI	635	»	»
ЭИ612	Х15Н35В3Т	650	»	»

Сталь Р2 (25Х1М1Ф), разработанная лабораторией ЛМЗ, является конструкционной перлитной сталью для дисков и роторов, работающих при температуре металла до 535—540° С, и крепежных деталей, работающих при температуре 500—525° С.

Типовая термическая обработка стали Р2: двойная нормализация при 970—990 и 930—950° С и отпуск при 680—700° С.

Свойства стали после такой термической обработки характеризуются достаточной однородностью структуры по сечению в поковке с диаметром бочки 840—1000 *мм* и низкими остаточными напряжениями. Сталь Р2 обладает достаточной стабильностью своих свойств при длительном в течение 10 000 *ч* нагреве и тем-

Таблица 53

Химический состав сталей, применяемых для дисков, цельнокованых и сварных роторов

Марка стали		Содержание элементов в %												
Индекс	Буквенное обозначение	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	W	Ti	Nb	Ce	B	S	P
														не более	
—	34ХМ	0,29—0,36	0,17—0,37	0,4—0,7	0,8—1,1	< 0,4	0,4—0,6	—	—	—	—	—	—	0,03	0,035
Р2	25Х1М1Ф	0,22—0,30	0,30—0,50	⩽ 0,6	1,5—1,7	< 0,3	0,6—0,8	0,2—0,3	—	—	—	—	—	0,025	0,03
ЭИ415	20Х3МВФ	0,16—0,24	⩽ 0,4	0,25—0,60	2,4—3,3	⩽ 0,5	0,35—0,55	0,60—0,85	0,3—0,5	—	—	—	—	0,03	0,035
ЭИ802	15Х12ВМФ	0,12—0,18	⩽ 0,4	0,5—0,9	11—13	0,4—0,8	0,5—0,7	0,15—0,30	0,7—1,1	—	—	—	—	0,03	0,03
ЭИ405	Х16Н13М2Б	⩽ 0,12	0,8—1,0	⩽ 0,5	16—17	12,5—14,5	1,5—2,0	—	—	—	0,8—1,2	—	—	0,03	0,03
ЭИ726	Х14Н18В2БР1	0,08—0,12	⩽ 0,6	1,0—2,0	13—15	18—20	—	—	2—2,75	—	0,9—1,3	⩽ 0,02	⩽ 0,025	0,02	0,02
ЭИ612	Х15Н35В3Т	⩽ 0,12	⩽ 0,5	1,0—2,0	14—16	34—38	—	—	2,8—3,5	1,1—1,5	—	—	—	0,02	0,02

пературе 500° С, а при температуре 550° С через 3000—4000 *ч* появляется тенденция к разупрочнению.

В интервале температур до 500—550° С характеристики прочности, показанные на фиг. 185, и жаропрочности ($\sigma_{дп}$, $\sigma_п$) (фиг. 186) находятся еще на высоком уровне, а релаксационная стойкость стали Р2 — при температуре 525° С.

Легированная конструкционная перлитная сталь ЭИ415 (20Х3МВФ) с повышенным до 2,4—2,3% содержанием хрома, легирована также вольфрамом, молибденом и ванадием. Сталь освоена в производстве крупных поковок цельнокованых роторов и дисков. Наилучшими свойствами сталь ЭИ415 обладает при термической обработке: нормализации при 1050—1150° С, закалке и отпуске.

Нормализация при температуре 1050—1150° С перед закалкой производится для более полного растворения карбидов ванадия, содержащихся в стали, и повышения пластичности и ударной вязкости. Прокаливаемость стали высокая, что позволяет изготовлять цельнокованые роторы с диаметром 900—1100 *мм* с центральным отверстием 100—120 *мм*, обладающие достаточно однородными прочностными характеристиками $\sigma_{0,2}$ и σ_B, например, $\sigma_{0,2}$ возле отверстия отличается от соответствующего значения на периферии всего лишь на 5%.

На фиг. 185 и 186 показано изменение прочностных характеристик $\sigma_{0,2}$ и σ_B, предела ползучести $\sigma_п$ и предела длительной прочности $\sigma_{дп}$ под влиянием температуры.

Эти характеристики стали сохраняются на высоком уровне до температуры 550° С. Снижение свойств при 550—600° С связано с протеканием коагуляции карбидов, т. е. с продолжающимся при данных температурах отпуском стали.

Поэтому сталь ЭИ415 (20Х3МВФ) применяется для цельнокованых роторов и дисков работающих при температуре 480—540° С, и крепежных деталей с рабочей температурой до 540° С.

Таблица 54

Механические свойства сталей, применяемых для дисков, цельнокованых и сварных роторов

Марка стали	Механические свойства при 20° С (не менее)					Длительные прочностные свойства		
	$\sigma_{0,2}$ в *Мн/м²*	σ_B в *Мн/м²*	δ_5 в %	ψ в %	$a_к$ в *кжд/м²*	Температура металла в *град*	$\sigma_{д.п}$ в *Мн/м²*	$\sigma_п$ в *Мн/м²*
34ХМ	490	637	14	35	490	—	—	—
Р2	441	637	13	35	392	535	147	98
						540	137	88
ЭИ415	637	785	13	40	490	545	157	98
						550	157	98
						560	147	78
ЭИ802	735	873	15	58	883	550	206	98
						565	167	88
ЭИ405	235	539	40	50	785	600	137	88
ЭИ726	216	510	30	44	1180	630	157	108
ЭИ612	392	735	15	35	588	650	127	88

Примечания: 1. Длительные прочности приведены для металла, имеющего механические свойства (при 20 °С) в пределах, устанавливаемых техническими условиями для роторов и дисков.
2. Предел длительной прочности $\sigma_{дп}$ приведен для 100 000 *ч* (гладкие образцы).
3. Предел ползучести $\sigma_п$ приведен для деформации, равной 1% за 100 000 *ч*.

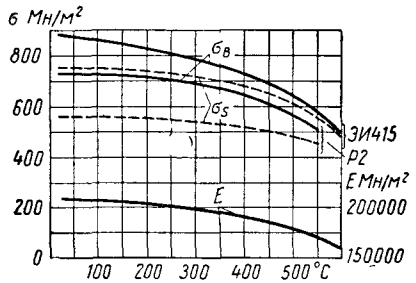
Перспективной сталью для цельнокованых роторов до температур 560—570° С является сталь ЭИ802. При температурах выше 570° С применяются роторы из аустенитных сталей, приведенных в табл. 52—54.

Выбор допускаемых напряжений. В деталях, насаживаемых с натягом на вал и работающих при умеренных

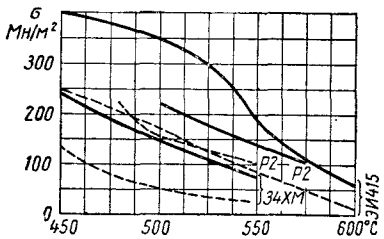
температурах (дисках и соединительных муфтах), суммарные расчетные напряжения, включающие напряжения от действия центробежных сил и напряжения от посадки на вал с натягом при номинальном числе оборотов, должны быть меньше допускаемых напряжений. Допускаемое напряжение выбирается с коэффициентом запаса прочности $K_s \geqslant 1{,}8$ по отношению к пределу текучести $\sigma_{0,2t^\circ}$ при рабочей температуре

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}.$$

Коэффициент $K_s = 1{,}8$ может быть принят в дисках с торцовыми шпонками, а в дисках с осевыми шпонками $K_s > 1{,}8$.



Фиг. 185. Предел прочности σ_B, предел текучести σ_s сталей Р-2 и ЭИ415 и модуль упругости E стали ЭИ415 при различных температурах.



Фиг. 186. Пределы длительной прочности σ_{10^5} и ползучести $\sigma_{1/10^5}$ сталей 34ХМ, Р-2 и ЭИ415 при различных температурах:
——— σ_{10^5}; — — — — $\sigma_{1/10^5}$.

В сварных роторах н. д. из-за наличия сварки, более сложного изготовления дисков и т. д. коэффициент запаса прочности выбирается для дисков $K_s = 2{,}3$, а для перемычек ротора в зоне сварки $K_s = 3$.

В цельнокованых роторах, работающих при высоких температурах, допускаемые напряжения выбираются минимальными из трех величин:

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_{0,2t^\circ}}{K_s}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_{д.\,п}}{K_{д.\,п}}; \quad \sigma_{доп} = \frac{\sigma_n}{K_n},$$

где коэффициенты запаса прочности $K_s = 2{,}2$; $K_{д.\,п} = 1{,}65$; $K_n = 1{,}25$.

Для сохранения плотной посадки диска на вал в течение срока службы ротора скорость ползучести выбирается 10^{-9} *мм/мм·ч*, т. е. за 100 000 *ч* допускается относительное удлинение 0,01%.

ГЛАВА X

СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ И ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 49. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СОЕДИНИТЕЛЬНЫМ МУФТАМ

Соединительные муфты служат для соединения валов турбины (при двух и трехцилиндровых конструкциях) и вала генератора для передачи крутящего момента.

Каждый из соединяемых валов в зависимости от его жесткости и веса ротора прогибается. Статический прогиб ротора может достигать значительной величины: от 0,025 до 0,125 *мм* у барабанных роторов и от 0,05 до 0,75 *мм* у роторов дисковой конструкции.

Для предупреждения вибрации (т. е. обеспечения спокойной и надежной работы турбины), избежания появления добавочных и меняющихся изгибающих напряжений в болтах муфт, повышенного износа в подвижных муфтах соединяемые валы муфты должны иметь общую ось в виде плавной кривой. Торцы полумуфт должны быть параллельны друг другу, а их центры совпадать. Искривленная ось валов может иметь наклонный или горизонтальный участок в месте соединения валов (например, фиг. 187, *б*, *в*, *г*). что достигается установкой центров подшипников на различных высотах (уровнях).

При построении осевой линии роторов дополнительно учитываются возможные изменения положений основных частей турбины при переходе их к рабочим условиям и при изменении режимов работы. К указанным изменениям относятся влияние конденсатора; переход роторов из состояния покоя к вращению с рабочей скоростью; нагревание роторов; нагревание стоек подшипников, фундамента и цилиндров.

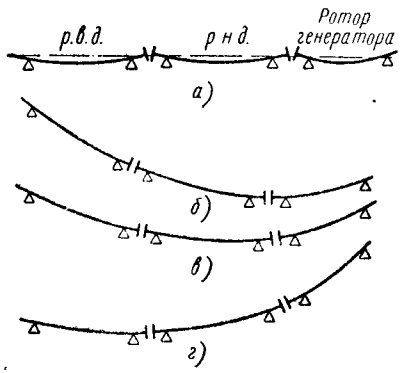
Количественно учесть все обстоятельства при монтаже турбины полностью практически не удается, к тому же надо иметь в виду, что при пуске, нагружении и эксплуатации они по величине изменяются.

Развитие соединительных муфт роторов турбогенераторов шло по пути создания надежной конструкции муфты, допускающей

осевое смещение одного вала относительно другого (фиг. 188, *а*); небольшой взаимный эксцентрицитет (фиг. 188, *б*); незначительную непараллельность торцов полумуфт (фиг. 188, *в*).

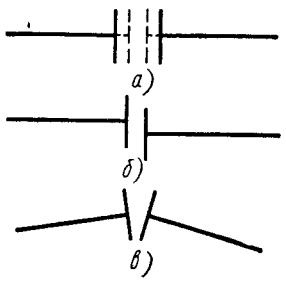
При соединении валов подвижной муфтой допускается относительное осевое смещение, при этом каждый из роторов фиксируется относительно цилиндра отдельным упорным подшипником (см. фиг. 101).

Это дает возможность осуществить индивидуальную установку аксиальных зазоров в уплотнениях и проточной части каждого цилиндра турбины. Уменьшение осевых зазоров повышает эко-



Фиг. 187. Установка двухцилиндровой турбины и генератора:

а — неправильная установка роторов; *б*, *в*, *г* — разновидности правильной установки роторов.



Фиг. 188. Взаимное расположение валов при соединении муфтой.

номичность турбины за счет снижения потерь от протечек пара, что в какой-то мере уменьшает ее осевые размеры. Тепловое взаимное расширение роторов при этом поглощается соединительной муфтой.

Незначительные взаимный эксцентрицитет валов и непараллельность торцов полумуфт могут возникнуть при пуске и эксплуатации турбины, поэтому муфты, допускающие изменение этих величин, определяют надежную работу турбины без вибрации ротора и упрощают сборку турбины.

Соединительные муфты должны исключать передачу вибрации от одного вала к другому, тем самым облегчить выявление и устранение причин появления вибрации при работе и повысить надежность эксплуатации турбогенератора.

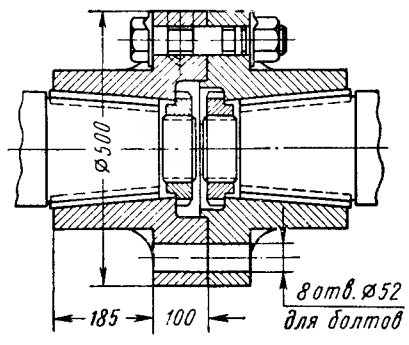
В практике турбостроения применяются муфты, частично или почти полностью удовлетворяющие поставленным требованиям: жесткие, полужесткие, кулачковые, зубчатые и гибкие.

§ 50. ЖЕСТКИЕ И ПОЛУЖЕСТКИЕ МУФТЫ

Жесткие соединительные муфты состоят из двух полумуфт, соединенных болтами (фиг. 189).

Полумуфты могут быть откованными за одно с валом; одна из полумуфт откована вместе с валом, а другая насажена на конец вала с натягом; обе полумуфты на концы соединяемых валов насажены с натягом.

Концы валов под посадку полумуфт выполняются цилиндрическими или коническими с конусностью 6 : 100 (6%), обычно принятой в отечественном турбостроении. Натяг при посадке полумуфт на концы валов составляет 0,0003—0,001 диаметра вала. Величина натяга определяется центробежными силами, действующими в полумуфте при вращении ротора. Задача состоит в том, чтобы назначить такую величину натяга, при которой в случае увеличения числа оборотов на 10—12% при срабатывании автомата безопасности полумуфта удерживалась на валу. С ростом передаваемой мощности от вала к валу размеры и веса полумуфт увеличиваются, поэтому и величина натяга выбирается большей. Величина натяга при конусном конце вала обеспечивается продвижением полумуфты по конусу в нагретом состоянии в сторону ее посадки на холодный вал. Величина продвижения полумуфты по конусу вала подсчитывается так же, как при посадке дисков на конусные втулки.



Фиг. 189. Жесткая соединительная муфта.

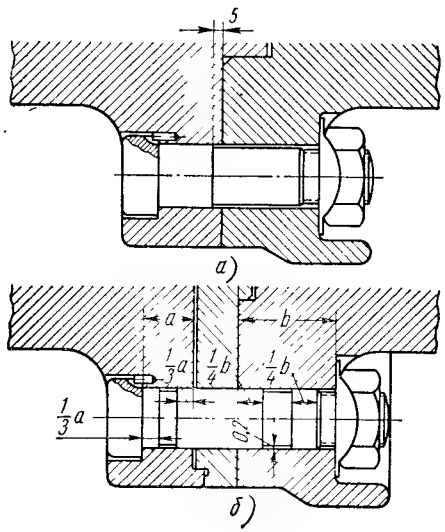
Полумуфты, насаженные на цилиндрический или конусный концы валов, обязательно крепятся гайкой, которая, в свою очередь, стопорится от отворачивания винтом.

Полумуфты снимаются только в тех случаях, когда необходимо заменить на роторе какую-либо из деталей (диски, уплотнительные втулки и т. п.), насаженных со стороны муфты. В роторах с полумуфтами, откованными заодно с валом, все детали насаживаются с противоположной стороны.

Крутящий момент от вала на полумуфту и от следующей полумуфты на вал передается через осевые шпонки, при этом обычно две шпонки расположены диаметрально противоположно.

Полумуфты центрируются одна относительно другой буртом в одной полумуфте и выточкой в другой (фиг. 190, *а*). Иногда между полумуфтами устанавливается центрирующая шайба (фиг. 190, *б*). Центрирующие поверхности муфты выполняются

по 2-му классу точности с допуском $\frac{A}{C}$. Полумуфты связаны болтовым соединением с разверткой отверстий под болты при соединенном положении полумуфт. Болты входят в отверстие под легкими ударами свинцовой кувалды с одинаковым посадочным натягом (скользящая посадка). Соединительные болты делаются с плотной посадкой по всей длине или при более толстых фланцах полумуфт на части ее при такой конструкции болты работают только на срез (фиг. 190, *б*). Чтобы предупредить поломку вала в случае короткого замыкания в генераторе, прочность болтов муфты должна быть в 1,25 раза ниже прочности вала.



Фиг. 190. Сборка жесткой муфты.

Некоторые зарубежные фирмы делают плотную посадку болтов только в одной полумуфте, а в другой диаметр болта делается на 0,1—0,2 *мм* меньше диаметра отверстий (фиг. 190, *а*).

Гайки и головки болтов в жестких и других муфтах, если позволяет конструкция, стремятся утопить в пазы, которые могут быть цилиндрическими под отдельную головку или гайку или кольцевыми, общими для этих деталей (фиг. 190).

Между муфтой любой конструкции и корпусом помещается тонкостенный кожух цилиндрической формы с плоскими торцовыми стенками с обеих сторон муфты с одним уплотнительным гребнем (см. фиг. 93) или его заменяют плоскими тонкими стенками с обеих сторон муфты с одним уплотнительным гребнем. Такой кожух исключает теплообмен между воздухом, нагретым за счет трения при вращении муфт, и подшипниками.

При центровке валов по полумуфтам предъявляются жесткие требования, изложенные в табл. 55.

Данная муфта дает возможность установить концы соединяемых валов не на двух, а на одном опорном подшипнике и в многоцилиндровых турбинах обойтись одним упорным подшипником (см. фиг. 101). Рассмотренные выше жесткие муфты просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и могут передавать большие крутящие моменты.

В последнее время в связи с ростом мощностей турбин появилась тенденция применять жесткие муфты в мощных турбинах.

Таблица 55

Допуски при центровке роторов по полумуфтам

Тип муфты	Допускаемая непараллельность торцовых поверхностей в *мм*	Допустимое взаимное биение по окружности в *мм*
Жесткая	0,02—0,03	0,04
Полужесткая	0,05	0,06
Кулачковые и зубчатые	0,08	0,1
Гибкие	0,06	0,08

В большинстве случаев жесткими муфтами в двух и трехцилиндровых турбинах соединяются роторы ц. в. д. и ц. с. д. или ц. в. д. и ц. н. д.

Наибольшее распространение в современном турбостроении получили полужесткие муфты для соединения валов турбины между собой и для соединения их с валом генератора. Полужесткие муфты выполняются с одной или двумя «волнами» полужестких элементов (компенсаторов) (фиг. 191).

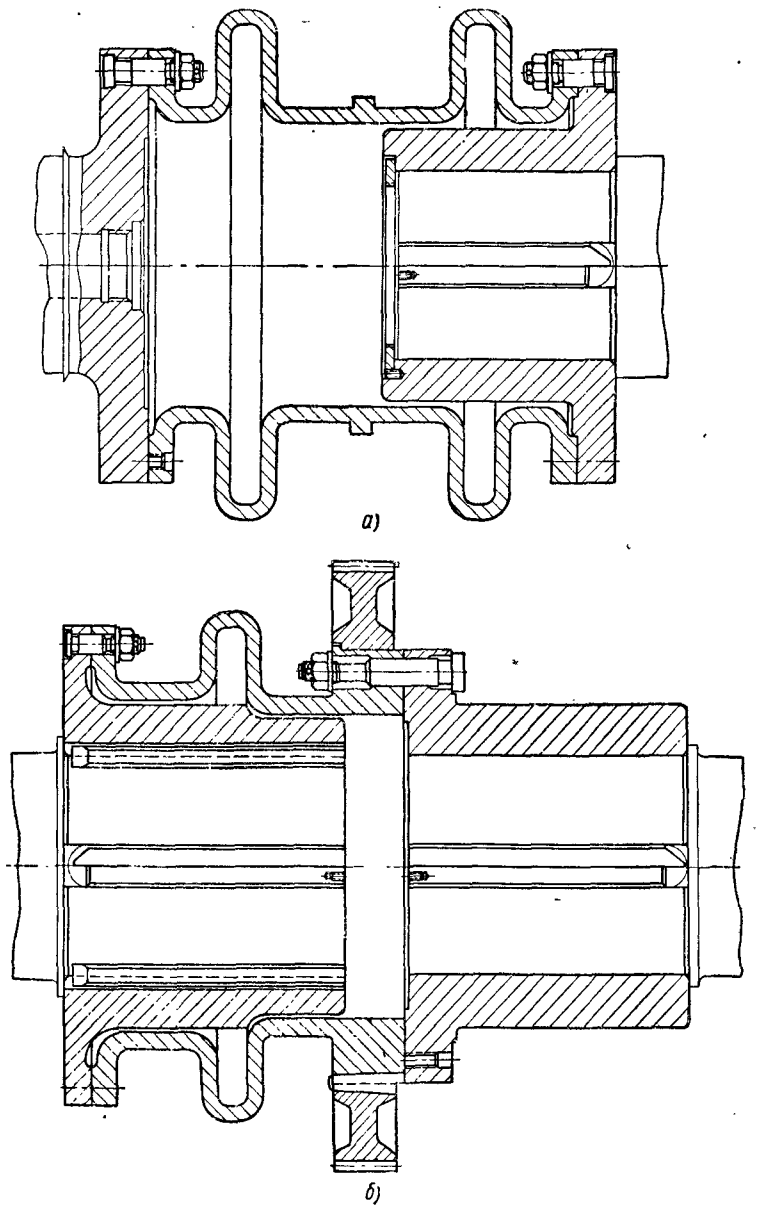
Такая муфта может передавать большой крутящий момент от вала к валу, допускает незначительный излом осей соединяемых роторов, который может возникнуть при пуске и эксплуатации турбины. Следует заметить, что при монтаже турбины излом осей валов недопустим. Величины допусков, приведенные в табл. 55, достаточно жесткие при центровке валов по полумуфтам.

Полужесткая муфта надежна в эксплуатации благодаря отсутствию в ней сопряженных пар трения. Для применения полужестких муфт каждый из валов устанавливается на двух опорных подшипниках. Полужесткая муфта является жесткой в осевом направлении, поэтому в турбогенераторе применяется лишь один упорный подшипник (см. фиг. 101), воспринимающий осевое усилие на роторы всех цилиндров и на ротор генератора.

Полумуфты насаживаются на концы валов так же, как и в случае жестких муфт. Конусность посадочных поверхностей обычно 1 : 200, т. е. 0,5%, поэтому для обеспечения натяга полумуфты продвигают в сторону посадки на 50—60 *мм* в нагретом состоянии от места посадки на холодный вал. Полумуфты на валу стопорятся двумя или четырьмя винтами.

Центрирующих выточек полумуфты не имеют, и поэтому взаимная центровка трех основных деталей (двух полумуфт и полужесткого компенсатора) осуществляется с помощью призонных болтов. В процессе соединения деталей муфты следует обращать особое внимание на отсутствие смещения фланцев полумуфт.

Болты и гайки должны иметь одинаковый вес и маркировку согласно меткам на муфте.



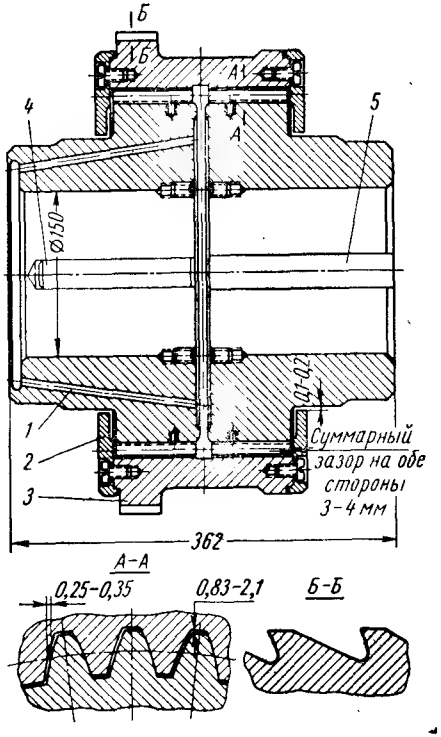
Фиг. 191. Полужесткие соединительные муфты:

а — с двумя волнами компенсатора; *б* — с одной волной компенсатора.

В качестве материалов для изготовления жестких и полужестких муфт применяют стали 25, 35, 45, 34ХМ и 35ХНМ.

§ 51. ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

Зубчатые, кулачковые и гибкие муфты относятся к подвижным муфтам (фиг. 192—196). Эти муфты допускают относительное осевое смещение, излом осей и взаимный эксцентрицитет роторов, показанные на фиг. 188. Каждый из роторов турбогенератора при применении подвижных муфт фиксируется по отношению к статору отдельным упорным подшипником, что позволяет иметь индивидуальное установление осевых зазоров в проточной части каждого цилиндра турбины. Подвижное соединение роторов позволяет в известной степени иметь относительные искривления валов, которые дополнительно могут возникнуть при пуске и эксплуатации турбины. Точность центровки валов по полумуфтам при монтаже их меньше (см. табл. 55), чем в жестких и полужестких муфтах.



Фиг. 192. Зубчатая соединительная муфта НЗЛ.

Основным недостатком этих муфт, который может вызвать неполадки при эксплуатации турбины, является наличие трущихся пар зубчатого или кулачкового соединения и различного рода пружин, вложенных между зубьями полумуфт. С течением времени эксплуатации при неудовлетворительной центровке роторов, неточности изготовления или недостаточной смазке может происходить износ зубьев трущихся пар. В этих случаях в парах трения происходит заедание и муфты не всегда выполняют свое назначение, так как ими не компенсируется температурная деформация ротора в осевом направлении, что существенно повышает нагрузку упорного подшипника вплоть до его поломки.

С ростом единичных мощностей турбоагрегатов на муфте возрастает крутящий момент. Несмотря на увеличение размеров

муфт, удельная нагрузка на каждый зуб увеличивается. Такое увеличение удельного давления на каждый зуб в муфтах этого типа сделало более затруднительным перемещение роторов относительно друг друга. Поэтому в турбинах мощностью больше 100 000 *квт* применяют жесткие и полужесткие муфты, а в турбинах мощностью менее 100 000 *квт* могут применяться и различного типа подвижные муфты.

Зубчатые и кулачковые муфты. Зубчатые и кулачковые муфты широко распространены в турбоагрегатах малой и средней мощности.

В отечественном турбостроении зубчатые (шлицевые) муфты (фиг. 192) применяются в современных турбинах НЗЛ мощностью до 12 000—18 000 *квт* для соединения вала, турбины с валом генератора или воздуходувки.

Муфта состоит из двух полумуфт *1*, насаженных на концы валов с натягом. При насадке на конусные концы валов полумуфты крепятся гайками, а при насадке на цилиндрические поверхности — винтами. Передача крутящего момента от вала к полумуфте и от полумуфты к валу осуществляется с помощью осевых призматических *5* или цилиндрических *4* шпонок. Полумуфты *1* на периферической поверхности имеют зубья обычно эвольвентного (сеч. *А — А*) и реже — прямоугольного профиля.

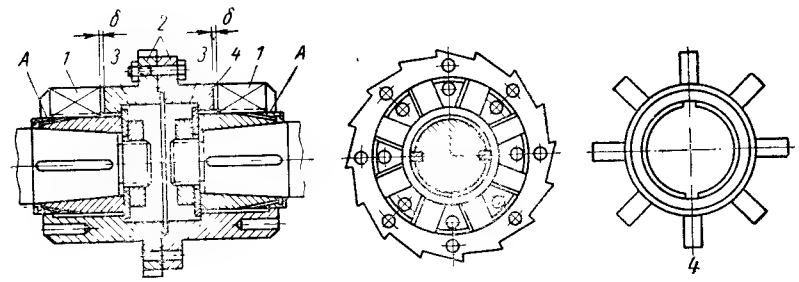
Обе полумуфты охватываются коронкой (обоймой) *3* с внутренней нарезкой. Тангенциальные и радиальные зазоры в зубчатом зацеплении показаны на фиг. 188. Иногда коронка (обойма) *3* состоит из двух одинаковых частей, соединенных болтовым соединением по вертикальному разъему. На коронке имеется зубчатый обод для проворачивания ротора с помощью храповика (сеч. по *Б — Б*) или валоповоротного устройства.

Крутящий момент с одной полумуфты на другую передается через зубчатые зацепления и коронку. Окружное усилие распределяется между большим количеством зубьев, и износ их может быть невелик. Удельное давление в зубьях допускается 0,98—1,47 *Мн/м*^{2} (10—15 *кГ/см*^{2}). Трущиеся поверхности зубьев обильно смазываются маслом, которое подается из соседнего подшипника турбины в кольцевые маслосборники, откуда под действием центробежных сил по наклонным каналам поступает на зубья; таким образом, зубчатое зацепление находится постоянно в масляной ванне. Эти муфты, если не учитывать смягчающего действия масляной пленки, передают крутящий момент, как жесткие.

Кольца *2* служат для центровки коронки (обоймы) *3* относительно полумуфт и ограничивают осевое относительное смещение роторов. Зазор между центрирующими поверхностями колец *2* и полумуфт *1* делается 0,1—0,2 *мм* на диаметр. Увеличение зазора может вызвать небаланс ротора, стуки в муфте при пуске и при резком изменении режима работы турбины.

Малые зазоры при некоторой расцентровке роторов могут привести к заклиниванию в муфте и к превращению ее из эластичной в жесткую.

Другим типом подвижной муфты является кулачковая муфта (фиг. 193), которая состоит из двух звездочек *1*, насаженных на концы валов, зажимаемых торцовыми гайками *3*, и двух полумуфт (коронок) *2*, соединенных призонными болтами. Полумуфты центрируются по пояскам *А* на краях звездочек с диаметральным зазором 0,08—0,15 *мм*. Пояски *А* для правой звездочки располагаются правее кулачков, а для левой — левее кулачков.



Фиг. 193. Подвижная кулачковая муфта.

Осевое смещение полумуфт ограничивается шайбами *4*. Относительное осевое смещение роторов, равное 4—8 *мм*, определяется величиной осевых зазоров δ между торцами пазов полумуфт и соответствующими кулачками звездочек.

Отличие кулачковой муфты от зубчатой заключается в профиле и количестве кулачков; профиль кулачков на завездочках выполняется прямоугольным, а количество кулачков значительно меньше, чем зубьев в рассмотренной ранее муфте.

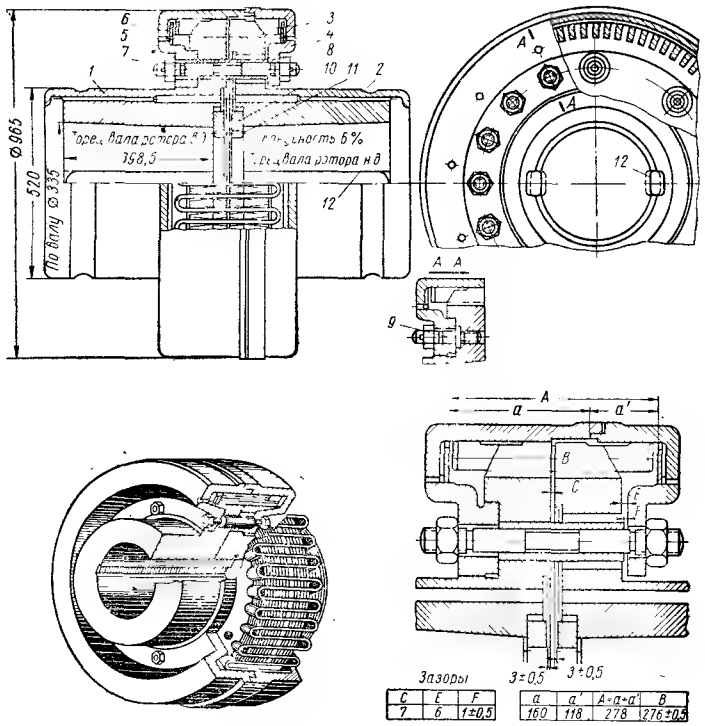
Тангенциальный зазор между кулачками звездочек и полумуфт принимается в пределах 0,3—0,6 *мм*.

Масло для смазки трущихся пар подводится в каждую впадину между кулачками звездочек через отдельные наклонные сверления.

Кулачковые муфты по сравнению с зубчатыми имеют бо́льшую склонность к заклиниванию.

Гибкие муфты. На фиг. 194 представлена гибкая муфта, применявшаяся в отечественном турбостроении в двухцилиндровых турбинах ЛМЗ мощностью до 100 000—150 000 *квт*, для соединения роторов в. д. и н. д. Каждый из роторов, соединяемых гибкой муфтой, имеет свой упорный подшипник. В двух и одноцилиндровых турбинах ЛМЗ для соединения с валом генератора применяются полужесткие муфты с одной или двумя волнами полужесткого компенсатора (см. фиг. 191).

Гибкая муфта состоит из трех основных деталей: двух полумуфт *1* и *2*, насаженных на конусные концы валов с натягом и закрепленных гайками *10*. Каждая из полумуфт фиксируется относительно вала двумя призматическими осевыми шпонками *12*. На периферической цилиндрической поверхности полумуфт сделаны пазы, в которые вложена змеевидная пружина *3* из нескольких сегментов. В сечении, перпендикулярном к оси турбины,



Фиг. 194. Гибкая муфта со змеевидной пружиной ЛМЗ.

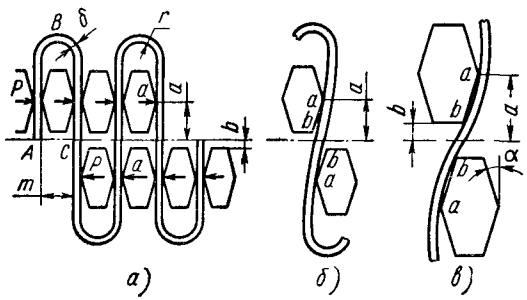
пазы между зубьями полумуфт имеют прямоугольную форму. Боковые поверхности зубьев скошены для создания возможности деформации пружины. Таким образом достигается переменная жесткость гибкого соединения полумуфт, возрастающая с увеличением передаваемого крутящего момента.

При малых крутящих моментах пружина почти не изгибается и окружное усилие передается длинными эластичными свободными участками пружины между точками опоры *a* витков пружины в зубьях (фиг. 195). По мере возрастания крутящего момента витки пружины изгибаются, полумуфты смещаются по окружности одна относительно другой, точки опоры витков пружины в зубьях перемещаются так, что остаются только свободные

короткие участки, жесткость которых увеличивается пропорционально возрастанию нагрузки.

При предельной нагрузке пружина касается грани зубьев *b*; муфта перестает быть эластичной, так как длина изгибаемого участка пружины становится очень малой.

Муфта конструируется так, чтобы момент, равный полуторному от номинального крутящего момента, не превышал значения, соответствующего пределу упругой работы муфты. Рассматриваемая муфта закрывается кожухом, состоящим из двух половин *5* и *4* (фиг. 194), которые предназначаются для удержания в пазах



Фиг. 195. Пружина и зубья гибкой муфты:

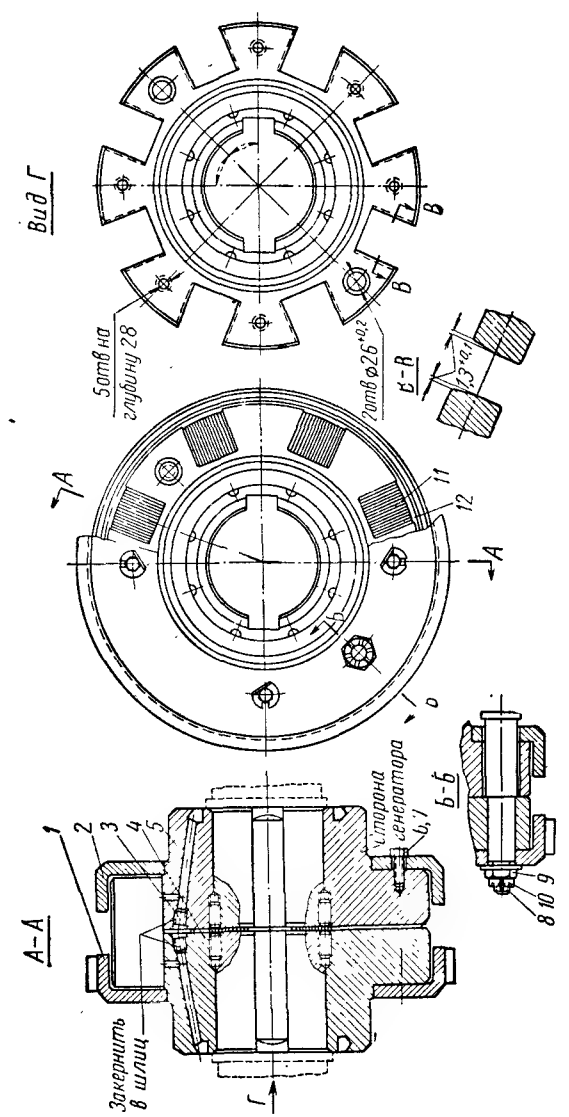
а — положение зубьев и гибкой пружины при малых крутящих моментах; *б* — изгиб пружины под нагрузкой; *в* — касание пружиной двух граней зуба.

пружины, отбрасываемой центробежными силами. Левая половина кожуха *5* крепится к левой полумуфте шпильками *9*, а правая половина к левой крепится длинными шпильками *7* с дистанционными втулками *8*, проходящими через фланцы обеих полумуфт. В правой полумуфте отверстия больше наружного диаметра дистанционных втулок, тем самым эти шпильки позволяют относительное перемещение полумуфт в тангенциальном направлении и не участвуют в передаче крутящего момента от одного вала на другой.

Бронзовые кольца *6* служат для уменьшения трения пружины о кожух.

Одним из важных моментов надежной работы муфты является смазка трущихся пар. Масло для смазки подается через сверления в полумуфтах, а сливается из кожуха через отверстия в торцовых поверхностях. Таким образом, пружина и зубья муфты постоянно находятся в масляной ванне.

Данная муфта допускает взаимное осевое смещение роторов до 7 *мм*. Эта величина зазора (между полумуфтами) определяется разницей возможного температурного расширения ротора и цилиндра от упорного подшипника ц. в. д. к муфте и величиной разбега ротора низкого давления в упорном подшипнике ц. н. д.



Фиг. 196. Гибкая муфта КТЗ:

1 — кольцо боковое левое; 2 — кольцо боковое правое; 3 — винт; 4 — полумуфта левая; 5 — полумуфта правая; 6 — болт специальный; 7 — шайба стопорная; 8 — болт дистанционный; 9 — гайка корончатая; 10 — шплинт; 11 — пластина; 12 — пластина верхняя.

Гибкая муфта допускает незначительную расцентровку роторов, которая может произойти при пуске и эксплуатации турбины. Кроме того, такая муфта смягчает толчки крутящего момента за счет упругих деформаций пружины и относительного углового смещения полумуфт. Существует мнение, что гибкая муфта со змеевидной пружиной не передает вибрации и изгибающих моментов от одного вала к другому. Допуски при центровке валов по полумуфтам приведены в табл. 55. В современных мощных многоцилиндровых турбинах ЛМЗ от применения гибких муфт со змеевидными пружинами отказался.

К недостаткам гибкой муфты следует отнести сложность конструкции и повышенную стоимость в ее изготовлении, а также наличие трущихся пар, которые могут вызвать неполадки при эксплуатации турбины.

Следует отметить, что долговечность и спокойная работа муфты в значительной степени зависят от качества и точности выполнения змеевидной пружины, которую получают из полосы путем изгиба ее по кондуктору.

Змеевидная пружина изготовляется из сталей Ст. 80 (С = = 0,75÷0,85%), или Ст. 60С2, 60С2А (ГОСТ 2052-43); полумуфты — из сталей Ст. 50, 25Н3, 34ХМ; кожух — из сталей Ст. 30, 25Н3, 34ХМ; шпильки — из сталей Ст. 35, ЭИ10.

На фиг. 196 изображена гибкая муфта, применяемая в современных турбинах малой мощности КТЗ (до 6000 *квт*), для соединения валов турбины и генератора. В турбинах мощностью 6000 *квт* и выше КТЗ применяет жесткую муфту фланцевого типа.

Гибкая муфта (фиг. 196) состоит из двух полумуфт *4* и *5*, насаженных с натягом на концы валов. По наружной цилиндрической поверхности полумуфты имеют прямоугольные пазы, в которые вложены пакеты пластин *11*. Крутящий момент от одной полумуфты на другую передается через пакеты тонких стальных пластин. В осевом и радиальном положениях пакеты удерживаются ограничительными боковыми кольцами *1* и *2*, каждое из которых крепится к своей полумуфте.

Для смазки пластин к пакетам подводится масло через специальные сопла, установленные в корпусе заднего подшипника. Конструкция этой муфты допускает осевое перемещение роторов до 3 *мм*

§ 52. ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

После останова во время остывания турбины появляется значительная разность температур верха и низа турбины вследствие конвективных воздушных течений внутри турбины; отвода тепла по присоединенным снизу паропроводам отбора пара; различного состояния изоляции, которая, как правило, снизу хуже (подробнее см. гл. III).

Допустимая разность температур при пуске турбины (обычно 25—50° С) зависит от начальных параметров пара и конструкции турбины.

Если вал турбины остывает в неподвижном состоянии, то за счет наличия разности температур верха и низа турбины происходит его временный изгиб. При неподвижном состоянии верхняя часть вала находится в зоне с более высокой температурой, чем нижняя, поэтому волокна вала снизу сокращаются быстрее, чем верхние, и вал выгибается вверх. По мере остывания турбины вначале величина выгиба неподвижного вала так же, как и цилиндра, увеличивается, затем достигает какой-то максимальной величины. При дальнейшем остывании турбины температуры верха и низа постепенно выравниваются, и изогнутый неподвижный ротор и цилиндр выпрямляются. Процесс остывания турбины длительный, зависит от конструкции и температуры нагрева. Например, вал мощной турбины, как установлено исследованиями, принимает температуру окружающей среды примерно через 30—40 *ч* после останова турбины.

Из рассмотренного ясно, что для каждой конструкции турбины существует определенный промежуток времени после ее останова, в течение которого не следует турбину пускать в ход по причине изгиба цилиндра и вала (если вал остывал в неподвижном состоянии).

С точки зрения задевания рабочих колес или вала в уплотнениях, рассмотренных в гл. V, особенно опасным является одностороннее задевание при искривленном вале, так как задевания в уплотнении еще дополнительно вызывают местный нагрев выпуклой стороны вала и приводят к дополнительному прогибу его, и в худшем случае при аварии может привести к остаточному прогибу вала.

Попадание пара в остановленную турбину через неплотно закрытые клапаны может сильно изменить картину описанного процесса остывания турбины и привести к тому, что выравнивания температур и самопроизвольного выпрямления вала и корпуса вообще не произойдет.

Существует три основных способа уменьшения искривления вала. Первый способ — регулярное поворачивание вала на 180° при остывании турбины. Этот способ применяется в турбинах малой мощности и в турбинах крупной мощности после нескольких часов непрерывного вращения ротора валоповоротным устройством с приводом от электромотора.

В турбинах малой мощности применяется ручное валоповоротное устройство. При данном способе особенно важным является точный поворот вала на 180°. Сущность уменьшения прогиба вала при остывании заключается в том, что после поворота вала на 180°, первоначально искривившегося вверх, начинается его выпрямление, а затем происходит искривление в обратную сторону.

Время поворота вала на 180° выбирается таким, чтобы изгиб вала был в пределах допустимой величины, при которой возможен безопасный пуск в ход, т. е. 0,03—0,05 *мм*. Второй способ — непрерывное медленное вращение ротора с числом оборотов 1,8—4,25 в минуту. Этот способ, по мнению отечественных заводов и зарубежных фирм, может применяться для турбин с начальной температурой примерно до $t_0 = 535°$ С. Время работы валоповоротного устройства для различных турбин различно. Оно зависит от начальных параметров пара, конструкции турбины и срока, на который остановлена турбина. Недостатком данного валоповоротного устройства является то, что при вращении с малым числом оборотов во вкладышах подшипников нарушается масляная пленка и возникает полусухое трение, вызывающее износ баббитовой заливки вкладышей. Для предотвращения износа баббитовой заливки после останова турбины несколько часов (4—6 *ч*) ротор вращается на валоповороте, а затем с помощью валоповоротного устройства он поворачивается на 180° через определенные промежутки времени, обычно вначале через 15 *мин*, а по мере остывания через 30 *мин*.

На фиг. 197 изображено валоповоротное устройство, широко применяющееся в паровых турбинах отечественного производства. Приводом ротора турбины является электромотор. Между приводным электромотором и ротором турбины установлен понижающий число оборотов редуктор с червячной и зубчатой парами.

Передаточное отношение редуктора составляет 1 : 173, поэтому при числе оборотов электромотора 780 в минуту ротор турбины вращается со скоростью примерно 4,52 *об/мин*. Мощность электродвигателя трехфазного тока валоповоротного устройства для турбин 50 000—100 000 *квт* составляет 8,3 *квт*.

Валоповоротное устройство состоит из приводного электродвигателя, вращающего через эластичную муфту валик с червяком *1*, спаренный с червячным колесом *2* и *3*. Ротор электродвигателя вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны муфты. Осевое усилие червяка воспринимается его шариковым упорным подшипником.

На червячное колесо *3*, жестко закрепленное на валу *5*, надет бронзовый обод *2*, шестерня *16* сидит на двух винтовых шлицах.

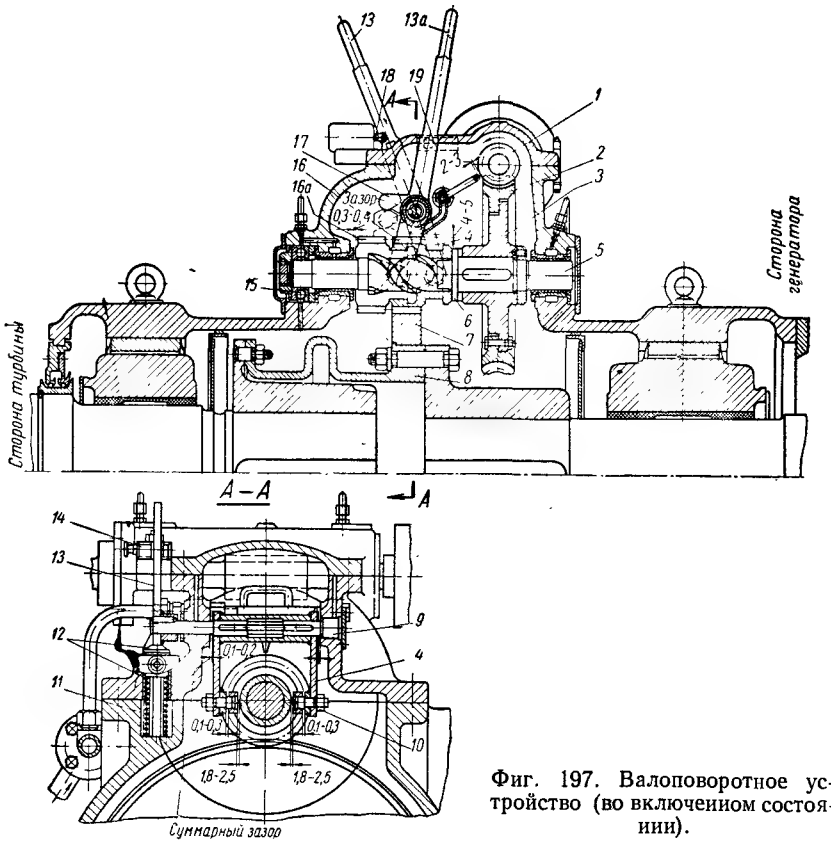
Перемещением шестерни *16* по шлицам вала *5* осуществляется ее сцепление и расцепление с зубчатым ободом ведомой шестерни *7*, жестко закрепленным на соединительной муфте ротора турбогенератора. Это перемещение осуществляется сдвоенным рычагом *4*, два ролика *10* которого входят в кольцевую выточку шестерни *16*.

Сдвоенный рычаг *4* жестко закреплен на валике *9*, который может поворачиваться рычагом *15*.

Рычаг *13* выступом *17* упирается в стакан *12*, который находится под усилием пружины сжатия *11*. Пружина *11* стремится повернуть рычаг *13* в положение выключения, т. е. выхода из за-

цепления ведущей шестерни *16* с зубчатым ободом ведомой шестерни *7*.

Для фиксирования в выключенном положении шестерни *16* (на фиг. 197 положение *16а*) рычаг *13* (на фиг. 197 положение *13а*) входит в зацепление с защелкой в фиксирующем устройстве *19*. Для ввода в зацепление шестерни *16* с зубчатым ободом



Фиг. 197. Валоповоротное устройство (во включенном состоянии).

шестерни *7* и включения валоповоротного устройства поступают следующим образом. Освобождается от фиксирования защелкой в устройстве *19* рычаг *13* и из положения *13а* отводится в сторону турбины до упора ведущей шестерни *16* в торцовую поверхность зубчатого обода *7*.

Для совмещения винтовых пазов шестерни *16* со шлицами вала *5* необходимо этот вал повернуть в любую сторону, для чего открывается защитный кожух ручного маховичка вращая который, продолжают производить нажим на рычаг *13* в сторону турбины до тех пор, пока ведущая шестерня *16* не войдет в зацепление с ободом ведомой шестерни *7* на 4—5 *мм*. Эта величина 4—5 *мм*

соответствует величине осевого люфта между винтовыми пазами шестерни и шлицами вала *5*. Затем ручной маховичок вращают по часовой стрелке до упора, который соответствует предельному осевому смещению шестерни *16* впритык к кольцевому бурту *6* вала *5*.

В этом положении шестерня *16* полностью сцепляется с ободом ведомой шестерни *7*. При этом рычаг *13* нажимая на штифт с роликом конечного выключателя в устройстве *18*, вызовет включение приводного электродвигателя, т. е. включение в работу валоповоротного устройства.

Назначение конечного выключателя в устройстве *18* состоит в том, чтобы исключить возможность пуска электродвигателя при неполном зацеплении шестерен *16* и *7*. При работе валоповоротного устройства осевое усилие около 4 *т*, возникающее в шлицевом соединении (направленное в сторону генератора), через ведущую шестерню *16* передается на кольцевой бурт *6* вала червячного колеса и воспринимается упорным шариковым подшипником *15*.

При пуске турбины вал вначале вращается на валоповоротном устройстве, затем впускается пар в турбину, в результате чего число оборотов ротора увеличивается. При этом осевое усилие, воспринимаемое ведущей шестерней *16* в шлицевом соединении, изменяет направление в сторону турбины, и шестерня *16* под его действием быстро выйдет из зацепления с зубчатым ободом шестерни *7*.

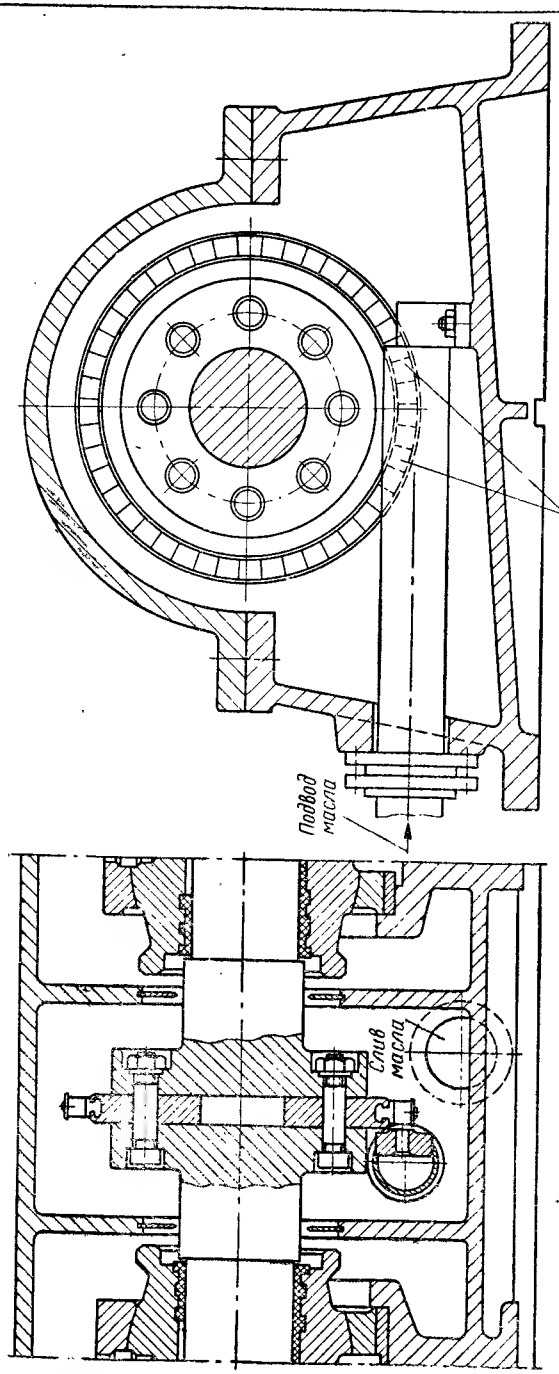
Шестерня *16* при осевом смещении в положение *16а* тянет за собой в сторону генератора рычаг *13*, который выходит из контакта с конечным выключателем в устройстве *18*, чем отключается приводной электродвигатель.

При этом на выступ *17* рычага *13* действует усилие пружины *11* через стакан *12*. Рычаг *13* смещается в крайнее положение *13а* и входит в зацепление с защелкой в устройстве *19*, фиксирующей в выключенном положении шестерню *16* (на фиг. 197 положение *16а*).

Все трущиеся пары смазываются маслом из системы смазки подшипников. При падении давления масла в системе смазки турбины до 0,15 *бар* (*ати*) валоповоротное устройство автоматически отключается под воздействием пускового реле аварийного масляного насоса, которое отключает электродвигатель привода.

Третьим способом, который применяется в турбинах при температуре пара выше 535° С в отечественном производстве и зарубежом, является валоповоротное устройство с числом оборотов вращения турбогенератора не ниже 40—50 в минуту.

При такой скорости вращения ротора создается несущая масляная пленка в опорных подшипниках, благодаря чему при длительном непрерывном вращении ротора на валоповоротном устройстве износа подшипников не происходит. Это дает возможность



Фиг. 198. Гидравлическое валоповоротное устройство со скоростью вращения до 150 *об/мин.*

при остановке турбины на сутки или на ночь вращать **непрерывно** ротор турбины на валоповоротном устройстве.

Повышенное число оборотов ротора турбины при вращении на валоповоротном устройстве увеличивает перемешивание воздуха (пара) внутри турбины, что улучшает условия равномерного остывания ротора и корпуса турбины при останове и прогреве корпуса и ротора при пуске. Быстроходные валоповоротные устройства выполняются также с несколькими скоростями. Фирма Аллис-Чалмерс на некоторых турбинах устанавливает валоповоротное устройство с двумя скоростями, что позволяет во время наиболее интенсивного остывания вращать ротор турбины сначала с повышенной скоростью, а затем перейти на медленное вращение. В турбинах с тяжелыми роторами необходим большой крутящий момент для преодоления трения покоя. Для того чтобы не увеличивать мощность двигателя валоповоротного устройства в турбинах с тяжелыми роторами некоторых фирм, при пуске турбины в подшипники под шейки вала подается масло под большим давлением — до 30 *бар* (*ати*), в результате чего вал приподнимается.

Некоторые фирмы применяют не редукторные зубчатые пары, а гидравлическое (масляное) валоповоротное устройство (фиг. 198), выполненное в виде масляной турбины. Рабочее колесо с лопатками закреплено между двумя полумуфтами. Это валоповоротное устройство компактно, отсутствуют трущиеся пары, и скорость вращения может регулироваться до 150 *об/мин.*

ЛИТЕРАТУРА

1. Адлер М. В. и Карпин Е. Б. Автофретирование турбинных дисков. — «Теплоэнергетика», 1955, № 7.

2. Банник В. И. и Случаев М. А. Монтаж паровых турбин. Госэнергоиздат, 1954.

3. Бауман Н. Я., Свечков И. Н. и Яковлев М. И. Технология турбостроения. Машгиз, 1960.

4. Бень М. Я. Технико-экономические показатели новой серии отечественных паровых турбин. — «Тяжелое машиностроение», 1961, № 1.

5. Бодашков Н. К. Эксплуатация паровых турбин. Госэнергоиздат, 1955.

6. Боревский Е. И. Влияние изменения температуры пара на работу упорного подшипника турбины. — «Электрические станции», 1957, № 2.

7. Будыка И. Н. Расчет дисков паровых турбин. Машгиз, 1962.

8. Быстрицкий Н. Д. Диафрагмы паровых турбин. Машгиз, 1958.

9. Вербинин Д. С. и Шепилевский В. М. Автоматическая сварка диафрагм паровых турбин в среде углекислого газа на ЛМЗ. — «Энергомашиностроение», 1960, № 7.

10. Горелкин Н. М. Температурные режимы некоторых деталей паровых турбин в эксплуатационных условиях. — «Энергомашиностроение» 1957, № 7.

11. Горелкин Н. М. Исследование температурных полей и осевых зазоров паровых турбин в эксплуатационных условиях. — «Энергомашиностроение», 1959, № 2.

12. Горелкин Н. М. Исследование температурного поля ротора турбины ВТ-25-4 при установившемся температурном состоянии. — «Энергомашиностроение», 1961, № 5.

13. Дейч М. Е. и Самойлович Г. С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. Машгиз, 1959.

14. Дроздов А. П. Экспериментальное исследование температурных полей в основных узлах головного образца турбины СВК-150-1. — «Энергомашиностроение», 1957, № 8.

15. Жирицкий Г. С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых турбин. Госэнергоиздат, 1960.

16. Зальф Г. А. и Звягинцев В. В. Тепловой расчет паровых турбин. Машгиз, 1961.

17. Звягинцев В. В. Приближенный способ определения критического числа оборотов турбинного вала. — «Советское котлотурбостроение», 1939, № 1.

18. Земзин В. Н. и Френкель Л. Д. Сварные конструкции паровых и газовых турбин. Машгиз, 1962.

19. Зильберштейн С. А. Вопросы современных конструкций и экономики. Паротурбостроение в США. Машгиз, 1961.

20. Зубок В. Н., Фридмего А. М. и Белов Б. И. Опыт изготовления паровой турбины мощностью 100 000 *квт*. Машгиз, 1949.

21. Иванов В. В. Механическая обработка деталей паровых турбин. Машгиз, 1956.

22. Исследование элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров. Сборник статей ОТИ ЛМЗ № 6 под ред. Зильбермана А. С., Машгиз, 1960.

23. Карпин Е. Б. Из опыта автофретирования турбинных дисков. — «Энергомашиностроение», 1959, № 1.

24. Кириллов И. И. и Кантор С. А. Теория и конструкция паровых турбин. Машгиз, 1947.

25. Ковалевский М. М. Качественная оценка конструкций паровых турбин. Машгиз, 1963.

26. Косяк Ю. Ф. и Савуков В. П. О борьбе с эрозией последних ступеней мощных паровых турбин. — «Энергомашиностроение», 1960, № 7.

27. Лазаренко А. В. Конструкция паровой турбины К-300-240 Харьковского турбинного завода. — «Энергомашиностроение», 1960, № 10.

28. Левин А. В. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. Госэнергоиздат, 1953.

29. Либерман Л. Я. и Пейсихис М. И. Справочник по свойствам сталей, применяемых в котлотурбостроении. Машгиз, 1958.

30. Лосев С. М. Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1959.

31. Михайлов-Михеев П. Б. Справочник по металлическим материалам, турбино- и моторостроения. Машгиз, 1961.

32. Моисеев А. А. Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов. Судпромгиз, 1948.

33. Некоторые вопросы проектирования и эксплуатации паровых турбин. Под ред. Трояновского Б. М. Госэнергоиздат, 1957.

34. Некоторые вопросы технологии производства турбин. Сборник статей ОТИ ЛМЗ № 7 под общей ред. Дробилко Г. А. Машгиз, 1960.

35. Одинг И. А. Основы прочности металлов паровых котлов турбин и турбогенераторов. Госэнергоиздат, 1949.

36. Орлик В. Г. О прогибах роторов паровых турбин. — «Электрические станции», 1963, № 5.

37. Павловский Г. И. Дополнительный прогрев паром цилиндра паровой турбины. — «Энергомашиностроение», 1963, № 6.

38. Паровые турбины. Переводы статей под ред. Зильберштейна С. А. Энергетика за рубежом. Выпуски 1, 2, 3. Госэнергоиздат, 1958—1960.

39. Паротурбостроение и газотурбостроение. Сборник статей ОТИ ЛМЗ № 5 под ред. Гринберга Н. И. Машгиз, 1957.

40. Прохоров С. А., Чернецкий Н. С. и Трубилов М. А. Экспериментальное исследование причин задевания в проточной части турбины ЛМЗ типа ВК-100-2. — «Энергомашиностроение», 1960, № 9.

41. Руновъ Б. Т. Вибрационные испытания лопаточного аппарата паровых турбин на электростанциях. Госэнергоиздат, 1954.

42. Сверчков А. Н. Ремонт и наладка паровых турбин. Госэнергоиздат, 1951.

43. Северов Н. Н. Ремонт роторов паровых турбин. Госэнергоиздат, 1959.

44. Сичиков М. Ф. Металлы в турбостроении. Машгиз, 1954.

45. Тараненко Н. М. Гидродинамическая система регулирования паровых турбин Калужского турбинного завода. — «Энергомашиностроение», 1956, № 7.

46. Тимербулатов М. Г. и Савуков В. П. Повышение эрозийной стойкости стали для лопаток паровых турбин. — «Энергомашиностроение», 1961, № 4.

47. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. ГНТИ, 1932.

48. Трифонов Е. В. и Ямпольский С. Л. Влияние давления масла на несущую способность упорных подшипников паровых турбин. — «Энергомашиностроение», 1957, № 1.

49. Трифонов Е. В. и Ямпольский С. Л. Изменение осевых усилий в паровой турбине. — «Электрические станции», 1957, № 3.

50. Трифонов Е. В., Пуканов В. Ф. и Ямпольский С. Л. Опорно-упорный подшипник паровой турбины, совмещенный с масляным насосом. — «Энергомашиностроение», 1957, № 6.

51. Трифонов Е. В. и Ямпольский С. Л. Выбор материалов колодок упорных подшипников паровых турбин. — «Энергомашиностроение», 1958, № 3.

52. Трубилов М. А., Боревский Е. И. и Прохоров С. А. Изменение радиальных зазоров в паровых турбинах при пуске и эксплуатации. — «Теплоэнергетика», 1958, № 12.

53. Трубилов М. А., Чернецкий Н. С. и Прохоров С. А. О температурном режиме работы втулок переднего уплотнения турбин ЛМЗ серии высокого давления. — «Теплоэнергетика», 1959, № 12.

54. Тубянский Л. И. и Френкель Л. Д. Паровые турбины высокого давления. ЛМЗ, Госэнергоиздат, 1956.

55. Усовершенствование производства турбинных лопаток. Под ред. Ильичева Б. А. Машгиз, 1956.

56. Хильченко Л. Н. и Смоленский А. Н. Регулирование паровых турбин. Машгиз, 1960.

57. Чернецкий Н. С. Пуск современных паротурбинных установок большой мощности (обзор). Бюро технической информации ОРГРЭС, 1960.

58. Шляхин П. Н. Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1956.

59. Шляхтенко С. М. Эффективность различных форм лабиринтовых уплотнений. Обзорный бюллетень № 2—3, 1947.

60. Шубенко-Шубин Л. А. О некоторых конструктивных решениях важных узлов мощных турбоустановок на сверхкритические параметры пара. — «Теплоэнергетика», 1960, № 2.

61. Шубенко-Шубин Л. А. и Лазаренко А. В. Паровая турбина ПВК-150 Харьковского турбинного завода. — «Энергомашиностроение», 1961, № 6.

62. Шубенко-Шубин Л. А. О типе перспективных паротурбинных агрегатов большой мощности. — «Теплоэнергетика», 1961, № 8.

63. Шубенко-Шубин Л. А., и др. — Прочность элементов паровых турбин, Машгиз, 1962.

64. Шубенко-Шубин Л. А. и Островский С. И. Паровая турбина ХТГЗ типа СКР-100 с охлаждением для сверхкритических параметров пара. — «Энергомашиностроение», 1962, № 6.

65. Шегляев А. В. Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1959.

66. Яблоник Р. М. Газотурбинные установки. Машгиз, 1959.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . 3
Глава I. **Направление развития современного турбостроения в СССР** . . . 5
§ 1. Наращивание мощностей электростанций с минимальными капиталовложениями в сокращенные сроки . . . 7
§ 2. Повышение экономичности теплосиловой установки . . . 14
Глава II. **Влияние температуры на физико-химические свойства металлов** 29
§ 3. Характеристики прочности при однократных нагрузках . . . 29
§ 4. Пластичность металлов . . . 43
§ 5. Прочность металлов при многократных нагрузках . . . 44
§ 6. Химическая стойкость металлов при высоких температурах 47
§ 7. Длительное воздействие высоких температур на сфероидизацию, фазовый состав и графитизацию . . . 49
§ 8. Физико-химические свойства серых чугунов . . . 52
Глава III. **Корпус статора паровой турбины** . . . 54
§ 9. Назначение, условия работы и конструкция корпуса турбины 54
§ 10. Обеспечение тепловых расширений цилиндров статора турбин 88
§ 11. Расчет на прочность цилиндров статора турбины . . . 97
§ 12. Материалы цилиндров, промежуточных обойм, клапанных и сопловых коробок . . . 106
Глава IV. **Диафрагмы, сопловые и направляющие аппараты** . . . 116
§ 13. Сопловые и направляющие аппараты . . . 116
§ 14. Диафрагмы . . . 122
§ 15. Установка диафрагм в цилиндре или в обоймах . . . 135
§ 16. Расчет диафрагм на прочность . . . 140
§ 17. Материалы для сопловых, направляющих аппаратов и диафрагм 160
Глава V. **Уплотнения** . . . 166
§ 18. Общие требования и разновидности уплотнений . . . 166
§ 19. Аксиальные и радиальные зазоры в уплотнениях . . . 173
§ 20. Конструкции уплотнений . . . 186
§ 21. Трубопроводы концевых уплотнений . . . 197
§ 22. Материалы для лабиринтовых уплотнений . . . 200
Глава VI. **Подшипники** . . . 206
§ 23. Назначение и условия работы опорных подшипников . . . 206
§ 24. Конструкции опорных подшипников . . . 211
§ 25. Расчет опорного подшипника . . . 220
§ 26. Материалы для опорных подшипников . . . 227
§ 27. Назначение и условия работы упорных подшипников . . . 231
§ 28. Конструкции и смазка упорных подшипников . . . 234
§ 29. Расчет упорного подшипника . . . 251
§ 30. Материалы для колодок упорных подшипников [51] . . . 258
§ 31. Турбинные масла . . . 262
§ 32. Масляная система турбогенераторов . . . 267
Глава VII. **Ротор паровой турбины** . . . 276
§ 33. Назначение и конструкции роторов паровых турбин . . . 276
§ 34. Расчет на прочность барабанов и дисков ротора . . . 277

§ 35. Роторы с насадными дисками . . . 314
§ 36. Цельнокованые, комбинированные и сварные роторы . . . 331
§ 37. Материалы для дисков . . . 335
Глава VIII. **Рабочие лопатки** . . . 343
§ 38. Условия работы и конструкции рабочих лопаток . . . 343
§ 39. Ножки (хвосты) и замки рабочих лопаток . . . 350
§ 40. Головки и бандажи рабочих лопаток . . . 357
§ 41. Эрозия рабочих лопаток . . . 360
§ 42. Расчет рабочих лопаток на прочность . . . 364
§ 43. Вибрация рабочих лопаток . . . 385
§ 44. Материалы для изготовления лопаточного аппарата . . . 401
Глава IX. **Валы паровых турбин** . . . 410
§ 45. Конструктивные особенности и условия работы турбинных валов . . . 410
§ 46. Расчет вала на прочность . . . 413
§ 47. Критическое число оборотов вала . . . 415
§ 48. Материалы для турбинных валов и цельнокованых роторов 434
Глава X. **Соединительные муфты и валоповоротные устройства** . . . 443
§ 49. Условия работы и требования, предъявляемые к соединительным муфтам . . . 443
§ 50. Жесткие и полужесткие муфты . . . 445
§ 51. Подвижные муфты . . . 449
§ 52. Валоповоротные устройства . . . 455
Литература . . . 462

Технический редактор *Б. И. Модель*
Корректор *Озерова А. П.*

Сдано в производство 26/V 1964 г.
Подписано к печати 12/X 1964 г. Т-14742
Тираж 5 000 экз. Печ. л. 29 75 (1 вкл.)
Темплан 1964 г. № 47
Бум. л. 14,88. Уч.-изд. л. 29,5. Формат $60 \times 90^1/_{16}$
Цена 1 р. 18 к. Зак 1889

Ленинградская типография № 6
Главполиграфпрома Государственного комитета
Совета Министров СССР по печати
Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
74	7-я сверху	фиг. 32	фиг. 2
140	13-я и 14-я снизу	диаграм	диафрагм
153	3-я графа, 1-я снизу	$\sigma_T = \frac{K_\sigma \Delta p\,(0,1 D_{оп})^3\, S_{пах}}{I_T - I_{об}}$	$\sigma_T = \frac{K_\sigma \Delta p\,(0,1 D_{оп})^3\, S_{пах}}{I_T + I_{об}}$
257	5-я графа, 1-я снизу	1545	15,45
257	5-я графа, 7-я снизу	$5,28 \times 10^{-3}$	$0,528 \times 10^{-3}$
294	24-я сверху	$\ldots = \frac{7,8}{981}\, 0,36^2 \left(\frac{3,14 \cdot 3000}{30}\right)^2 =$	$\ldots = \frac{76,5 \cdot 10^{-3}}{981}\, 0,36^2 \left(\frac{3,14 \cdot 3000}{30}\right)^2 =$
296	1-я графа справа, 3-я снизу	0	8,1
298	1-я графа справа, 1-я снизу	—30,7	30,7
406	11-я снизу	лопаток турбин	лопаток и дисков турбин
432	6-я графа заголовка	Фиктивный изгиб	Не читать
	11-я графа заголовка	Площадь изгиба	

А. Н. Смоленский Зак. 1889